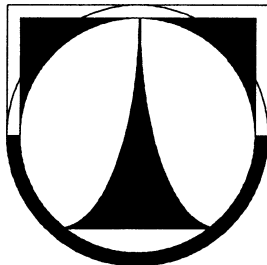


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



VZNĚTOVÝ MOTOR NA DIMETYLETER (DME)

Compression ignition engine powered by dimethylether (DME)

DIPLOMOVÁ PRÁCE

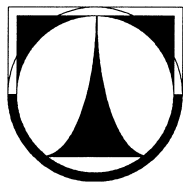
Luboš Dittrich

Květen 2012

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 23 – 17 – 8

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Pístové spalovací motory

Vznětový motor na dimetyléter (DME)

Diplomová práce

KVM – DP – 640

Luboš Dittrich

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Josef Laurin, CSc.

Konzultant diplomové práce: Michal Vojtíšek, M.Sc, Ph.D.

Počet stran: 65

Počet obrázků: 38

Počet příloh: 3

Počet výkresů: 19

Květen 2012

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Vznětový motor na dimetyleter (DME)

Anotace

V této práci jsou popsány základní vlastnosti DME jako motorového paliva a jeho možné využití jako palivo pro vznětové motory. Zároveň jsou popsány konstrukční a provozní parametry současných motorů spalujících DME. Hlavním cílem práce je zpracovat projekt přestavby vznětového autobusového motoru na motor spalující DME a zároveň tomu přizpůsobit palivovou soustavu. Součástí práce je výkresová dokumentace.

Klíčová slova: dimetyéter, vznětový motor, DME, alternativní palivo, autobus, TEDOM, LIAZ, VOLVO, NISSAN

Dimethylether as an alternative fuel for a compression ignitron engine

Annotation

In this thesis the basic properties of dimethylether (DME) are described. It is possible to use DME as an alternative fuel for compression ignition engines. The parameters of current engines fuelled by DME are also described. The main objective of this work is to create a reconstruction of a city bus for a DME use and to rebuild a fuel system for DME. The last part of the work is also drawing documentation.

Key words: dimethyleter, diesel engine, DME, alternative fuel, BUS, TEDOM, LIAZ, VOLVO, NISSAN

Desetinné třídění: (př. 621.43.01 - Teorie spalovacích motorů)
Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů
Dokončeno : 2012
Archivní označení zprávy: (nevyplňovat)

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

V tomto krátkém odstavci bych chtěl poděkovat všem za připomínky k této práci. Jmenovitě bych chtěl uvést vedoucího diplomové práce doc. Ing. Josefa Laurina, CSc. A konzultanta diplomové práce Michala Vojtíška, M.Sc, Ph.D. Za zhodnocení bych chtěl poděkovat Bc. Janu Vyštejnovi. Za konzultaci u dodatečných výpočtu patří poděkování ing. Zdeňku Dittrichovi. Velký dík patří rodičům, kteří mě podpořili ve studiu.

Seznam symbolů a jednotek

ERG	recirkulace výfukových plynů (Exhaust Gas Recirculation)	
DME	dimetyléter (dimethylether- ENG, dimethyl ether- DE)	
LPG	zkapalněný ropný plyn - směs propanu a butanu v poměru cca P40/B60 (liquid petroleum gas)	
CNG	stlačený zemní plyn (compressed natural gas)	
LNG	kapalný zemní plyn (liquid natural gas)	
NO _x	oxidy dusíku	
CO	oxid uhelnatý	
CO ₂	oxid uhličitý	
HC	nespálené uhlovodíky	
PM	pevné částice (particulate matter)	
MN	motorová nafta	
naphtha	surovina převážně používaná k výrobě vysokooktanového benzínu	
SCR	Selektivní katalytická redukce (selective catalytic reduction)	
NSR	Zásobníkový katalyzátor (NO _x storage reduction)	
wtw	analýza od zdroje ke kolu (well to wheel)	
AdBlue	kapalné aditivum (reg. ochranná známka VDA)	
EURO VI	Evropská emisní norma	
N	Normálová síla	[N]
M_y	moment ve směru y	[Nm]
M_z	moment ve směru z	[Nm]
σ_{celk}	celkové napětí	[MPa]
σ_{dov}	dovolené napětí	[MPa]
A	plocha	[mm ²]
W	průřezový modul v ohybu (rozměr profilu)	[mm ⁴]
J	kvadratický moment průřezu	[mm ⁴]
k_z	zátěžný koeficient	[-]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
g_{bz}	zrychlení příčné způsobené brzděním	[m/s ²]
g_{bx}	zrychlení podélné způsobené brzděním	[m/s ²]

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Dimetyleter.....	12
2.1	Vlastnosti.....	12
2.2	Dopad na organismus a životní prostředí.....	13
2.3	Výroba DME	14
2.4	Využití DME.....	15
2.5	DME jako palivo pro spalovací motor	16
2.6	Well-to-Wheel analýza.....	17
3	Současné konstrukční a provozní parametry motorů na DME.	18
3.1	VOLVO B10BLE.....	19
3.2	NISSAN DIESEL, PW25A [7]	21
3.3	Budoucnost DME.....	23
4	Recirkulace výfukových plynů.....	24
5	Výfukový systém.....	27
6	Vlastní návrh	29
6.1	Přestavovaný motor.....	29
6.2	Konstrukční změny	29
6.3	Common Rail	29
6.4	Palivový systém.....	30
6.4.1	Popis funkce palivového systému	31
6.4.2	Tlakové lahve	33
6.4.3	Rám pro tlakové lahve.....	35
6.4.4	Umístění tlakových nádob na vozidle	36
6.5	Výfukový systém.....	37
7	Výpočty	38
7.1	Výpočet rámu nádrží	39
7.1.1	Podélné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – normální provoz	39
7.1.2	Podélné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – nárazová zkouška	40
7.1.3	Příčné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – normální provoz	40
7.1.4	Příčné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – nárazová zkouška	41
7.1.5	Podélné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – normální provoz.....	41
7.1.6	Podélné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – nárazová zkouška.....	42

7.1.7	Příčné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – normální provoz	42
7.1.8	Příčné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – nárazová zkouška	42
7.2	Použité profily	43
7.3	Grafické výstupy z programu DEFORM	43
7.4	Posouzení prvků konstrukce.....	47
7.4.1	Výpočtová varianta 1.	47
7.4.2	Výpočtová varianta 2.	48
7.4.3	Výpočtová varianta 3.	50
7.5	Výpočet pásku a šroubového spoje	51
7.6	Výpočet šroubového spoje v místě A.....	54
7.7	Výpočet šroubového spoje v místě B:.....	55
7.8	Kontrola svarového spoje.....	56
7.8.1	vlastnosti svaru	56
8	Očekávané provozní parametry.....	57
8.1	Emisní parametry	61
9	ZÁVĚR.....	62
	Seznam použité literatury.....	64

1 Úvod

V současné době je nejčastějším pohonem používaným v silniční dopravě pístový spalovací motor. S rostoucím počtem vozidel a objemem dopravy roste spotřeba motorových paliv a relativně roste i množství škodlivin vypouštěných do ovzduší. Dnes nejpoužívanějším palivem jsou kapalné ropné produkty benzín a nafta.

Jako alternativu za kapalná lze považovat plynná paliva. Mezi nejrozšířenější patří zemní plyn ať už ve formě plynné nebo kapalné nebo směs propanu a butanu nazývaná LPG. Použitím alternativních paliv se snižují výfukové emise. Např. při spalování zemního plynu vzniká velmi málo CO_2 v porovnání s ostatními fosilními palivy. Je to dáno také tím, že jeho hlavní složkou je metan. LPG je zkapalněný ropný plyn, který má také nízké emise vznikající při spalování. Nevýhodou těchto alternativních paliv je skutečnost, že jsou vyráběny z neobnovitelných zdrojů energie. Vzhledem k tomu, že se jedná o fosilní paliva je nutné očekávat vrchol těžby. U ropy se nazývá ropný vrchol. Ten podle asociace ASPO [1] nastal v roce 2007. Ropným vrcholem se zabývá Hubbertova teorie ropného vrcholu, která předpokládá, že ropa je neobnovitelná a v jistém okamžiku musí těžba dosáhnout vrcholu. Po tomto vrcholu musí nastat pokles těžby. Tato teorie má mnoho příznivců i odpůrců. Pokud však budeme považovat Hubbertovu křivku za symetrickou, potom těžba bude pokračovat ve snižující se míře ještě po dobu cca 150 let. Tento fakt ale neznamená, že nebudeme hledat alternativní paliva vyráběná z obnovitelných zdrojů energie. Dalším důvodem mohou být rostoucí ceny ropy a snížení závislosti států na dovážené ropě.

Alternativou ropy se nejspíše stane zemní plyn, který se reformuje na syntetický plyn. Z něho lze pomocí Fischer-Tropschovy syntézy (dále jen FTS) získat různé kapalné uhlovodíky, které lze přeměnit na syntetickou naftu nebo benzín. Vedlejším produktem FTS je methanol, který se z čistě ekonomických důvodů začal vyrábět prakticky pouze touto metodou. Z něho lze dále vyrábět deriváty benzínů, nafty, ethanol, methyl tercbutylethylen a dimethyléter (dále jen DME) a další produkty.

Dimethyléter je dnes obvykle vyráběn ze zemního plynu, který slouží jako zdroj uhlovodíků. Jako náhradu za zemního plynu je možné použít biomasu nebo organický materiál. Toto palivo má název BioDME a je řazeno do druhé generace biopaliv. Dimethyléter lze využít jako palivo jak v zážehovém tak vznětovém motoru. V případě zážehového motoru je přimícháván do LPG. V případě vznětového motoru je buď přimícháván do nafty, nebo spotřebováván samostatně. Jeho emise při spalování jsou velmi nízké a v porovnání se

vznětovým agregátem klesá vývoj pevných částic k nule a pokles emisí CO_2 je nižší až o 95%. S těmito vlastnostmi se jeví jako vhodné palivo pro autobusovou dopravu, kde se jako alternativní palivo osvědčil zemní plyn.

Tato diplomová práce se zabývá přestavbou autobusu, který jako palivo využije DME místo nafty. Motor v takovémto autobusu bude upravený vznětový agregát. Rozvržení palivové soustavy bude podobné jako u autobusů spalujících zemní plyn. Motor, který se využívá pro plynové autobusy, je povětšinou upravený vznětový agregát. Mezi základní změny patří nahrazení vstřikovacích trysek zapalovacími svíčkami a připojením škrtkové klapky a zařízení vefukující palivo do sacího potrubí. Mezi úpravy provedené uvnitř motoru patří změnu tvaru dna pístu. S tím souvisí změna kompresního poměru, který ovlivňuje výslednou účinnost motoru. Vzhledem k tomu, že DME je palivo s vysokým cetanovým číslem, je možné zachovat vysoký kompresní poměr a tím i dobrou účinnost motoru.

Úkolem této práce je uvedení základních vlastností DME jako motorového paliva a možnosti využití DME jako alternativního paliva k pohonu vznětového motoru. Součástí práce bude technická a výpočtová část dokumentace řešící rám pro tlakové lahve umístěný na střeše vozidla. Dále bude v teoretické rovině proveden návrh palivové soustavy a potřebných úprav motoru.

2 Dimetyléter

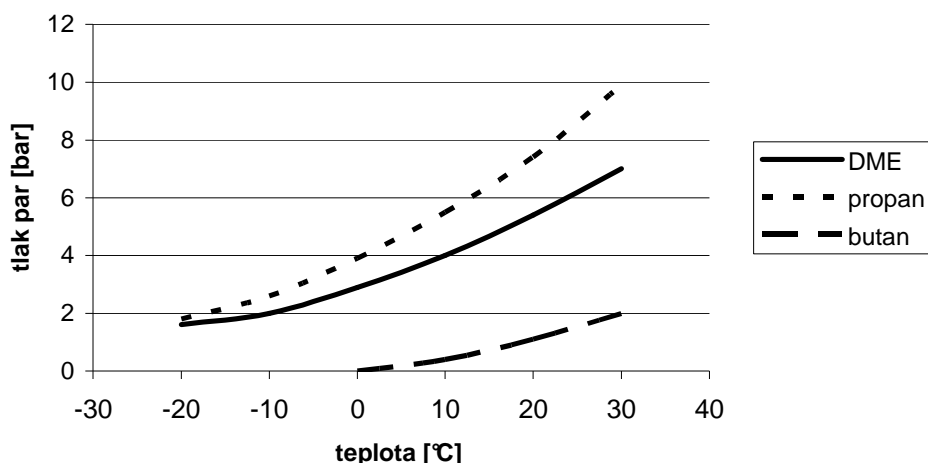
2.1 Vlastnosti

Dimetyléter (dimethylether, DME) je nejjednodušší éter s chemickým vzorcem CH_3OCH_3 objevený v roce 1927 E. Rotheimem v Norsku.[2] Jeho fyzikální vlastnosti jsou podobné LPG avšak jeho doprava a skladování je méně náročná než např. u LNG. Vlastnosti DME jsou zobrazeny v tab. 1. Pro porovnání je v tabulce ještě uvedena nafta a propan. Porovnání tlaku par DME s propanem a butanem je v grafu 1. Hoří světle modrým plamenem. Čistý plyn nemá znatelný zápach, proto je z bezpečnostních důvodů přidáván aromat způsobující zápach. Aromátem může být Ethylmerkaptan [3] (sirná organická sloučenina).

DME není slučitelný se všemi materiály. K některým se může chovat jako rozpouštědlo. Nenarušuje obvykle užívané kovy (hliník, mosaz, měď, nerezovou ocel, uhlíkovou ocel), je však agresivní na některé elastomery (ABS, polystyrén). Z plastů odolávajících DME uveďme: Kalrez (FFKM), Neopren , teflon (PTFE), nylon, polypropylén. [4]

	jednotky	DME	Propan	nafta
Chemický vzorec		CH_3OCH_3	C_3H_8	C_xH_y
Molekulová hmotnost	g / mol	46.07	44.09	~190
Obsah C	%hm	52.2	81.72	~86.3
Obsah O_2	%hm	34.8	0	~0.004
Obsah H_2	%hm	13	18.28	~13.5
Bod varu	$^{\circ}C$	-24.9	-42.6	180...360
Hustota kap. (20°C; 101,3kPa)	kg / m^3	665	501	~835
Viskozita	cP	0.15	0.2	2.5...6
Výhřevnost	kWh / kg	7,8	12,9	11,94
Kalorická hodnota	Mj / kg	28,8	46,4	42,7
Stech. množství vzduchu	kg_{vzd} / kg_{pal}	9	15,8	14,6
Cetanové číslo		>55	5	40...55
Výbušnost směsi se vzduchem	%	3,4...18,6	2,12...9,35	0,6...6,5

Tab. 1 Vlastnosti DME, propanu a nafty [5,6,7,8]



Graf. 1 Tlak par v závislosti na teplotě. [9],[10]

2.2 Dopad na organismus a životní prostředí

Některé organické těkavé látky jsou pro životní prostředí nebezpečné tím, že mohou poškozovat ozonovou vrstvu. Zároveň mohou být karcinogenní nebo mutagenní.

DME také patří mezi těkavé organické látky, avšak není karcinogenní nebo mutagenní. Při nadýchání může ovšem způsobit kašel, ospalost nebo ztrátu vědomí.

DME v ovzduší degraduje za pomoci fotochemických reakcí. Předpokládaný poločas rozpadu těchto reakcí je mezi 5 až 123 dny[11]. Výsledné produkty těchto reakcí neabsorbují fotosyntetické aktivní záření ($370\text{nm} - 760\text{nm}$), takže se nepředpokládají přímé dopady na fotosyntézu.

Potenciál globálního oteplování byl namodelován D.A. Goodem a kol.[3]. Jejich výsledky zobrazené v tab. 2 ukazují poměrová čísla různých plynů (CO_2 , CH_4 a N_2O) vztažená k CO_2 . Dle výsledků má DME potenciál 1,2 v časovém horizontu 20-ti let a 0,1 v horizontu 500 let. Na základě těchto výsledků je možné říci, že DME je ekologický dopad na životní prostředí je v porovnání s jinými plyny v tabulce nízký.

	Časový horizont		
	20 let	100 let	500 let
<i>DME</i>	1,2	0,3	0,1
<i>CO₂</i>	1	1	1
<i>CH₄</i>	56	21	6,5
<i>N₂O</i>	280	310	170

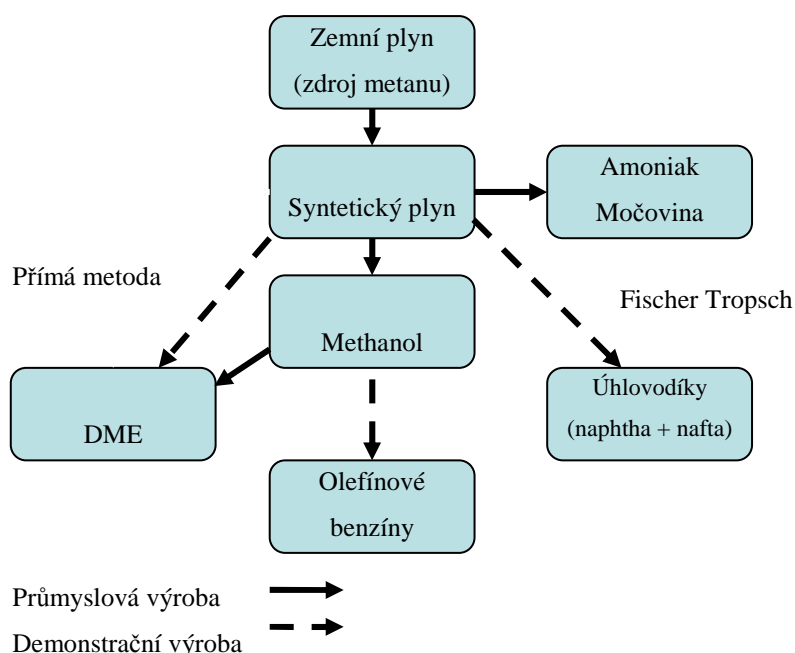
Tab. 2 Potenciály globálního oteplování [3]

2.3 Výroba DME

Výroba DME není závislá na jednom druhu suroviny, která bude sloužit jako zdroj metanu. Jako zdroj metanu většinou slouží zemní plyn nebo uhlí (Čína). Zajímavým řešením je využití biomasy nebo organického odpadu. DME je v současnosti vyráběn pomocí dvou metod – přímé a nepřímé.

Nepřímá metoda využívá nejčastěji zemního plynu jako zdroje metanu. Částečnou oxidací metanu (zemního plynu) za vysokých teplot a tlaku se metan reformuje na oxid uhelnatý a vodík neboli na syntetický plyn. K této reformaci dochází za pomoci páry a kyslíku. Dalším krokem je vytvoření metanolu pomocí syntézy. Ten lze vytvořit pomocí dvou metod. První byla za použití vysokých teplot (350°C) a tlaku (25-35MPa), katalyzátorem byl zinek. Tento katalyzátor se vyznačoval vysokou odolností vůči síře, která se v syntetickém plynu nacházela, pokud byl vyráběn z uhlí. S vývojem a zlepšením čistoty syntetického plynu se přešlo na druhou metodu. Ta probíhá za teploty (220-275°C) a tlaku (5-10MPa). Jako katalyzátor je zde užita směs $Cu/ZnO/Al_2O_3$. Tím vznikne metanol. Jeho dehydratací za pomoci katalyzátoru z oxidů křemičitého a hlinitého vznikne DME.

Přímá metoda je založena na použití dvojitého katalyzátoru, který umožňuje provádět syntézu a dehydrataci metanolu zároveň. Poměr vodíku a oxidu uhelnatého v syntetickém plynu je okolo 1 při použití přímé metody. Od této metody se slibuje vyšší účinnost a nižší náklady. Tato metoda se v současnosti vyvíjí i pro tvorbu DME v kapalně fázi (LPDME). Schéma výroby DME je zobrazeno na obr. 1.

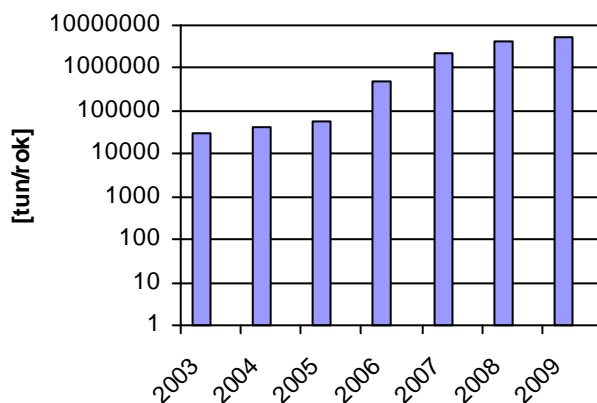


Obr. 1 Schéma procesů konverze [6]

V současné době se ve většině případů používá nepřímá metoda, neboť je relativně jednoduchá, počáteční investiční jsou nízké a proces je zvládnutý.

Na výrobu 1 tuny Bio-DME z biomasy je potřeba cca 3 tuny dřeva. To odpovídá 500 dm^3 DME z jedné tuny dřeva. Výrobní náklady jsou 0,27 €/litr nebo 0,5€ za energetický ekvivalent jednoho litru nafty [12]. Graf zobrazující vyrobené množství DME v předchozích letech je zobrazen v grafu na obr. 2.

V nynější době se vývoj ubírá k výrobě bioDME z biomasy. Společnosti Chemrec a Haldor Topsoe vyvinuly a postavily rafinérii na DME v Pitea. Volvo Trucks vyvíjí nákladní automobil a vstřikovací systém společně s Delphi. Total je zodpovědný za mazivo a palivo. Další firmou podílející se na vývoji je ETC, která přispívá svými odbornými znalostmi. Firma Preem se stará o distribuci.



Obr. 2 Spotřeba DME za rok [13]

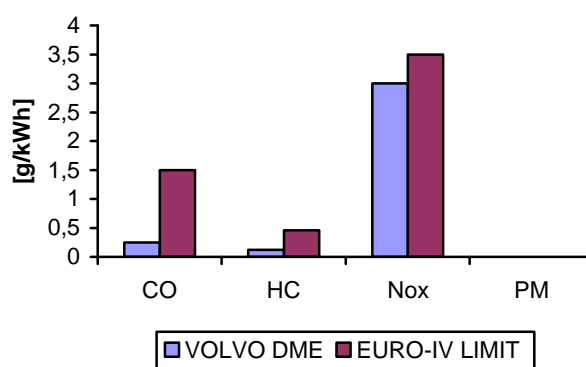
2.4 Využití DME

Původně se DME používal jako hnací plyn do sprejů. Lze ho však využít v široké škále spotřebitelských aplikací. Využití má např. v domácnostech jako palivo na vaření nebo topení (největší oblibě se těší v Číně), chladiivo, v prostředcích proti hmyzu, prostředcích pro domácnost a potravinářských výrobcích. Dále se využívá v chemickém a automobilovém průmyslu a v dalších souvisejících aplikacích.

Nové a rozsáhlé je použití DME jako paliva, které se přimíchává do LPG, nafty nebo je nahrazuje. Dále se využívá při výrobě elektrické energie (plynové turbíny) nebo jako palivo pro palivové články. Je možné ho použít jako náhradu za acetylén.

2.5 DME jako palivo pro spalovací motor

Vzhledem ke svému složení (obsahuje 34,8% O_2) a vysokému cetanovému číslu >55 se hodí jako náhradní „čisté“ palivo pro vznětové motory. Vysoký obsah kyslíku v palivu má za následek podstatné snížení emisí a pevných částic oproti stejnému motoru spalujícímu naftu. Emise NO_x lze redukovat pomocí recirkulace výfukových spalin (EGR) nebo použitím SCR katalyzátoru. Emise CO vzrostou díky snížení teploty spalování v důsledku použití EGR systému, není však problém je redukovat pomocí oxidačního katalyzátoru. Graf na obr.3 zobrazuje emise (dle EHK 49) motoru použito v autobuse pro městský provoz.



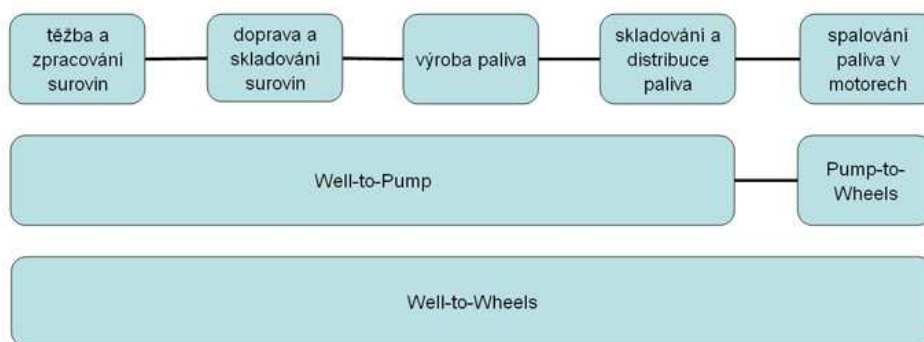
Obr. 3 Emise VOLVO DME Bus [5]

Jistými nevýhodami DME je jeho výhřevnost, která je v porovnání s 1kg nafty o cca 30% nižší. Hustota je přibližně 80% vůči hustotě nafty. Stlačitelnost (i v kapalném stavu) je výrazně vyšší než u nafty. Vzhledem k těmto vlastnostem je třeba zvednout vstřikovací dávku paliva téměř dvojnásobně [8], aby se zachovaly výkonové parametry motoru na stejné úrovni jako při spalování nafty. S tím souvisí i použití větších nádrží při zachování stejné dojezdové vzdálenosti. Vzhledem k nízké viskozitě je potřeba přidávat do DME malé množství mazacího přípravku. Pro příklad Volvo [5] použilo mazivostní přísadu Lubrizol LZ539a v obsahu 1000ppm. Nissan [8] použil 800ppm Lubrizol LZ539ST (čistota plynu s přísadou stále více než 99,9%). Spíše než jako samotné palivo pro vznětové motory se DME využívá jako příměs do LPG. Jako příměs je spotřebováno více jak 70% celkové produkce. Přimíchávání do LPG se provádí v poměru 80% LPG a 20% DME.

2.6 Well-to-Wheel analýza

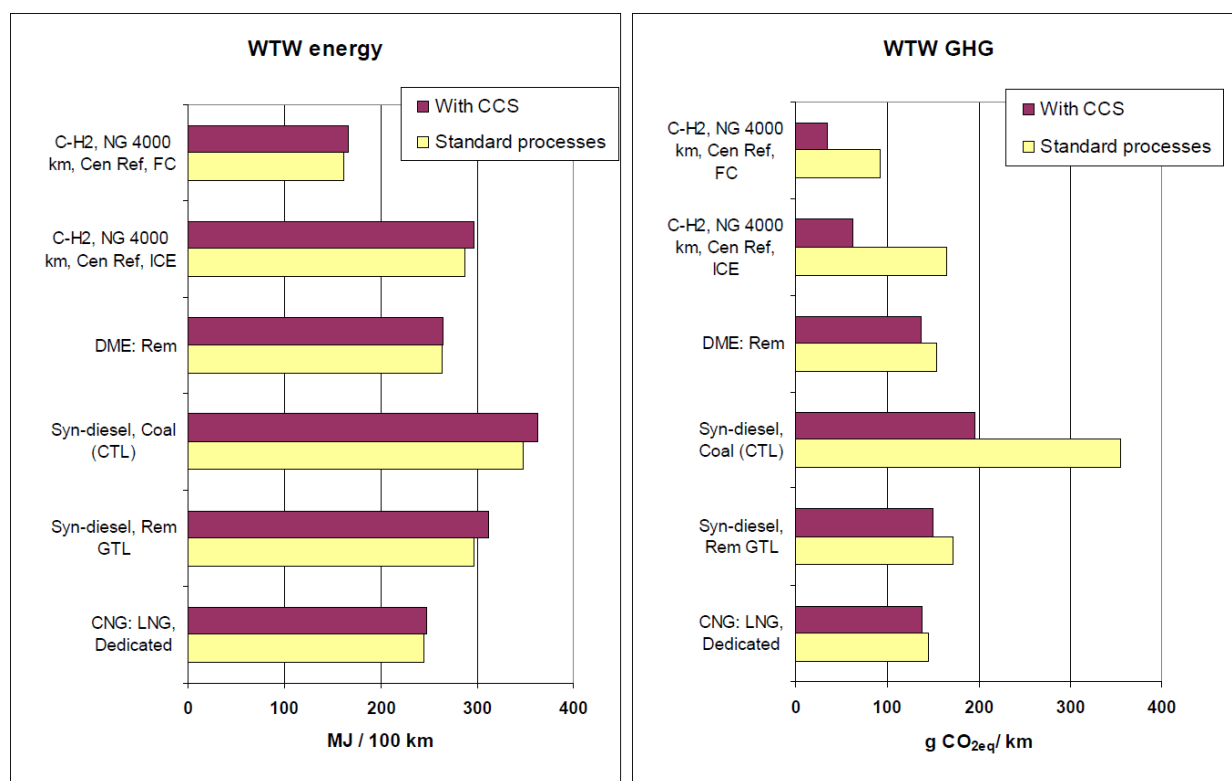
V současné době se stále hovoří o „Globálním oteplování Země“. Tento jev označuje zvyšování průměrné teploty zemské atmosféry a oceánů. Oteplování je pravděpodobně způsobeno zvýšenou koncentrací skleníkových plynů v atmosféře Země. Z tohoto důvodu se u paliv sleduje produkce oxidu uhličitého vznikajícího nejen při jeho vlastním spalování, ale také při jeho těžbě, výrobě a přepravě. Toto sledování nazýváme Well to Wheel analýza.

Well-to-Wheel analýza je součet všech kroků potřebných k výrobě a distribuci pohonných hmot od primárního zdroje a až po využití ve vozidle. Samotná Well-to-Wheel analýza se skládá z dalších dvou analýz. První je Well-to-Pump analýza, která sleduje životní cyklus paliva od samotného těžení až k čerpací stanici a druhá analýza Pump-to-Wheels sleduje jeho samotné využití ve vozidle. Zobrazeno na obr. 4.



Obr. 4 Well-to-Wheels a Well-to-Pump analýza [15]

Na obr. 5 je zobrazena celková energie a množství skleníkových plynů vzniklých na vybrané analýze Well-to-Wheels. Do zobrazených grafů je přidáno porovnání s využitím CCS (Carbon capture and storage) tedy zachycování a ukládání oxidu uhličitého pod zemský povrch. Princip této technologie je složen ze tří částí: separace, doprava a uložení. Jednotlivé části jsou samostatně vyzkoušeny, ale společně tyto části nebyly dlouhodobě realizovány. Možností kam uložit oxid uhličitý, je několik např. netěžitelné uhelné sloje, hlubinná jezera (aquifery) a oceány, vytěžená nebo produkční ložiska ropy a zemního plynu. V případě uložení CO₂ do hlubinného jezera se zbavujeme možnosti jeho dalšího využití v budoucnu. Ukládání do oceánů způsobuje zvyšování kyselosti vody a tím dopad na životní prostředí. Největšímu zájmu, zejména u ropných společností, se těší ukládání do již vytěžených nebo produkčních ložisek. Ukládáním plynu do ložiska se zvyšuje výtěžnost a zároveň producent CO₂ částečně nebo úplně pokrývá zvýšené náklady na těžbu. Všeobecně se tato metoda nepovažuje za řešení, neboť nelze zajistit časovou stálost úložišť a samozřejmě jejich kapacita není neomezená.



Obr. 5 Well-to-Wheel analýza [10]

3 Současné konstrukční a provozní parametry motorů na DME.

V současné době se nejvíce angažují do využití DME jako paliva VOLVO a NISSAN.

VOLVO započalo vývoj 1. generace prototypových vozidel v roce 1995. Jednalo se o pohon pro autobus VOLVO B10BLE. Jeho vývoj byl dokončen v roce 1999. Technické parametry jsou uvedeny výše v kapitole 2.5. Druhá generace byla dokončena v roce 2005. Jedná se o modifikaci nákladního automobilu FM9. Motor dosahoval výkonu 224kW při plnění emisní normy EURO V. Třetí generace vozidel VOLVO FH je v počtu 14 kusů prakticky testována za běžného provozu. Motor dosahuje výkonu 328kW při plnění emisní normy EURO V EEV [17] [18].

NISSAN zastavěl motor spalující DME do nákladního automobilu. Základem je vůz s označením PW25A. Motor má výkon 199kW a splňoval japonské emisní nařízení pro rok 2009 [8].

Za krátkou zmínku stojí též práce Pennsylvánské státní university. Úpravou prošel autobus určený pro kyvadlovou dopravu v okolí univerzity. Motor však nespaloval čistý DME, ale směs DME a nafty, kde DME bylo do 30% objemového množství.[19]

3.1 VOLVO B10BLE [18]

Jak již bylo výše uvedeno, jedná se o přestavěný autobus VOLVO B10BLE s motorem VOLVO DH10A. Technické údaje jsou uvedeny v tab. 4 a pohled na autobus samotný na obr. 6.

objem	9,6dm ³
výkon	183kW při 2000ot/min
Vrtání/zdvih	120mm/130mm
Točivý moment	1050Nm při 1450ot/min
Vstřikovací systém	Common-Rail
Nádrž na DME	690dm ³

Tab. 3 VOLVO DH10A [20]



Obr. 6 VOLVO B10BLE [18]

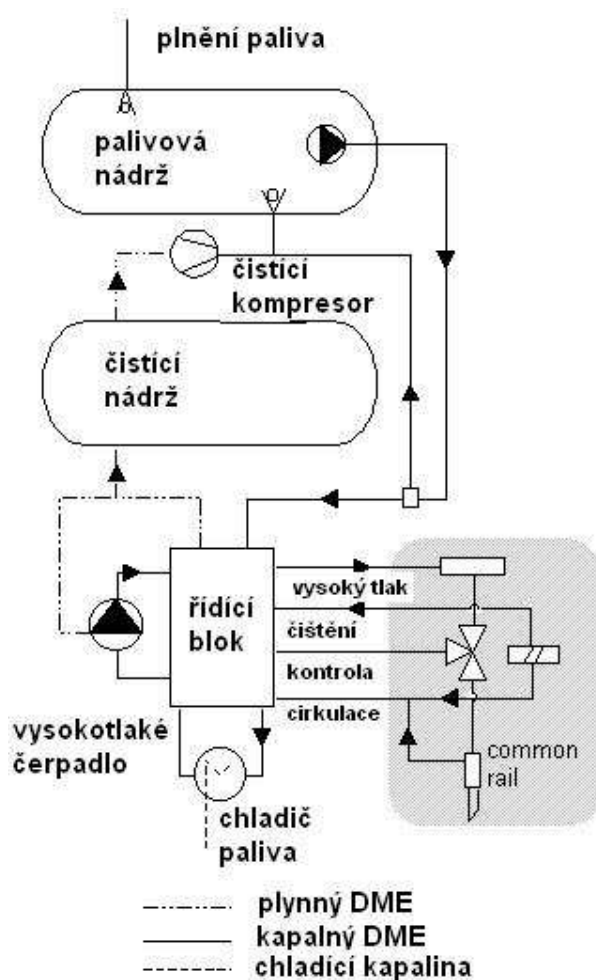
Palivové příslušenství v sobě zahrnuje:

- palivovou nádrž s nízkotlakým podávacím čerpadlem
- vysokotlaké čerpadlo dodávající palivo do vysokotlaké palivové části
- základní části vstřikovacího systému Common Rail (lišta, vstřikovače)
- čistící systém včetně čistící nádrže a zpětného palivového čerpadla
- řídicí systém s ventily pro ovládání specifického palivového systému

Palivový systém je upraven tak, aby bylo možné odstranit (vyčistit) zbytkový DME, který zůstal v soustavě po odstavení motoru. Zároveň musí připravit motor na start a zajistit jeho samotný chod. Schéma systému je zobrazeno na obr. 7.

Systém nádrží pracuje tak, že se při plnění jedna naplní na 80% svého objemu. Další se naplní pouze na 50%. Do této nádrže se přidá palivo získané z čištění palivového systému. Z plných nádrží se plyn odčerpává až do 10% jejich objemu. Každý start systém kontroluje která nádrž je plnější a z té pak odebírá plyn. Plyn je z nádrží odebírán podávacím čerpadlem s pracovním tlakem 10,5 baru a průtokem přibližně 93 dm³/hod. Tlak zaručuje, že plyn se až k vysokotlakému čerpadlu dostane v kapalně fázi.

Palivový systém obsahuje „čisticí“ systém, který odstraňuje nevyužitý DME při vypnutí motoru. Pro čištění se využívá tlakový vzduch z brzdového okruhu. Směs vzduchu a DME je převedena do čisticí nádrže, kde je snímač hladiny naplnění. Po naplnění cca 15 dm³ kapalného DME dojde k jeho přečerpání do palivových nádrží.



Obr. 7 Palivový systém VOLVO BUS [12]

DME cirkulující ve vysokotlaké části palivového systému je nutné chladit. Tento problém byl vyřešen díky oddělenému chladicímu okruhu plnicího vzduchu pomocí chladicí kapaliny. Nádrže jsou namontovány na rám vozidla v místě snížené střechy vozidla. Tím se dosáhlo snížení celkové výšky a těžiště. Rozměry rámu jsou 2.8x2.2x0.5m. Hmotnost bez paliva je 720kg. V rámu je celkem upevněno 6 nádrží, pět na palivo, každá po 138l a jedna čistící s objemem 180dm³. Celkový použitelný objem je 510dm³. Dojezd v městském provozu je odhadován na přibližně 600km. Při použití stejného palivového prostoru pro CNG by to znamenalo dojezd cca 350km.

V nedávné minulosti (v roce 2010) přišlo VOLVO s prvním nákladním automobilem spalujícím bio-DME. Toto vozidlo našlo komerční uplatnění na území Švédska u dopravních společností (Posten Logistik, DHL, Green Cargo a Volvo Logistic). O pohon vozidel se stará šestiválcová jednotka o objemu 13dm³ a výkonu 328kW. Vstřikovací systém je Common Rail. Z hlediska emisí motor splňuje normu EURO V EEV s použitím pouze oxidačního katalyzátoru a EGR.

3.2 NISSAN DIESEL, PW25A [8]

Základem je nákladní automobil NISSAN PW25A obr.8 s motorem NISSAN DIESEL., FE6T. Technické údaje jsou shrnuty v tab. 4.

Objem	6,9dm ³
Výkon	199kW při 2700 ot/min
Vrtání/zdvih	108mm/126mm
Točivý moment	750Nm při 1100ot/min
Vstřikovací systém	Řadové čerpadlo
Nádrž na DME	342l

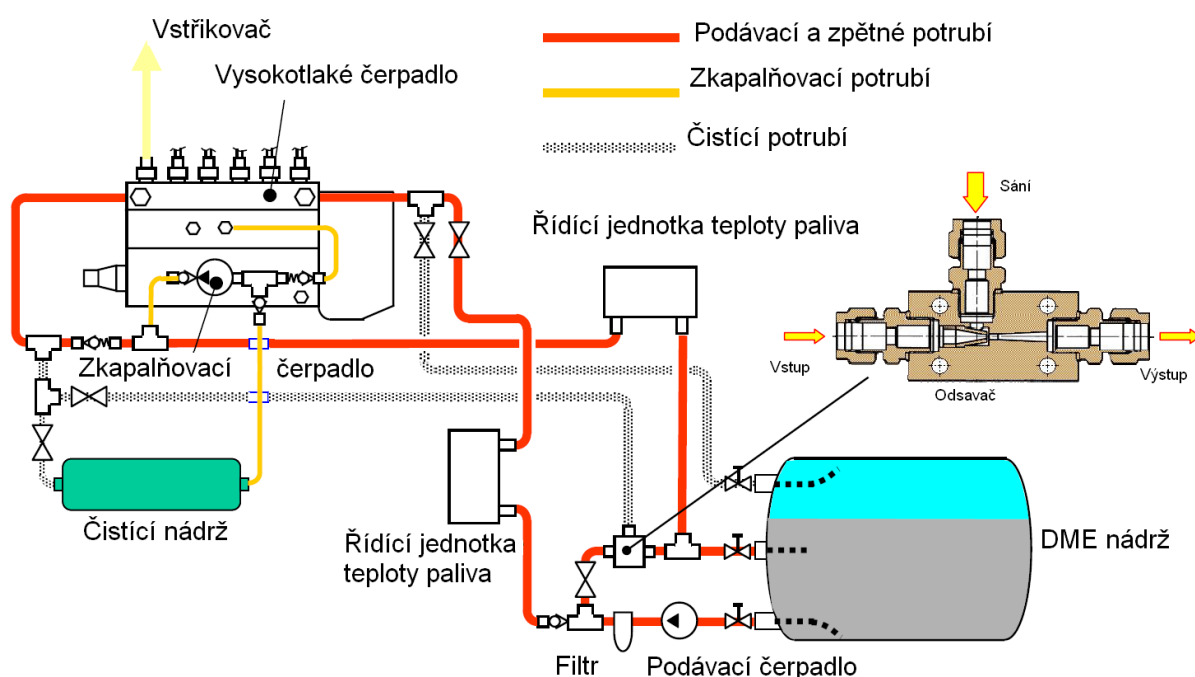
Tab. 4 NISSAN FE6T[8]



Obr. 8 NISSAN PW25A [8]



zajistí vysoký obsah uhlovodíků ve výfukových plynech, které jsou využity pro redukci NO_x emisí. V postupném vývoji pohonné jednotky byl optimalizován vstřik a množství DME do výfuku. Pro snížení obsahu kyslíku ve výfuku bylo nutné do sání motoru nainstalovat škrtkovací klapku, která zajišťuje neměnný chod motoru při změně vstřikovaného množství paliva do spalovacího prostoru a zároveň zvýšení teploty výfukových spalin. HC emise vzrostly z důvodu upraveného tvaru vstřikovací trysky. Použitím oxidačního katalyzátoru došlo ke snížení CO a HC. Za NSR katalyzátorem je umístěn druhý platino-palladiový oxidační katalyzátor, který zabraňuje úniku uhlovodíků při obohacení výfukových plynů uhlovodíky. Aby se zabránilo úniku paliva do spalovacího prostoru je palivový systém vybaven „čistícím“ systémem, který navrátí zbytkové DME zpět do nádrže viz. Obr. 10.



Obr. 10 Palivový systém DME pro vozidlo [7]

3.3 Budoucnost DME

Mezi další výrobce automobilů, kteří vidí v DME druhou generaci paliva pro vznětové motory je ještě Isuzu a Renault. Ve Spojených státech Amerických se zatím DME netěší takové oblibě jako ve zbytku světa.

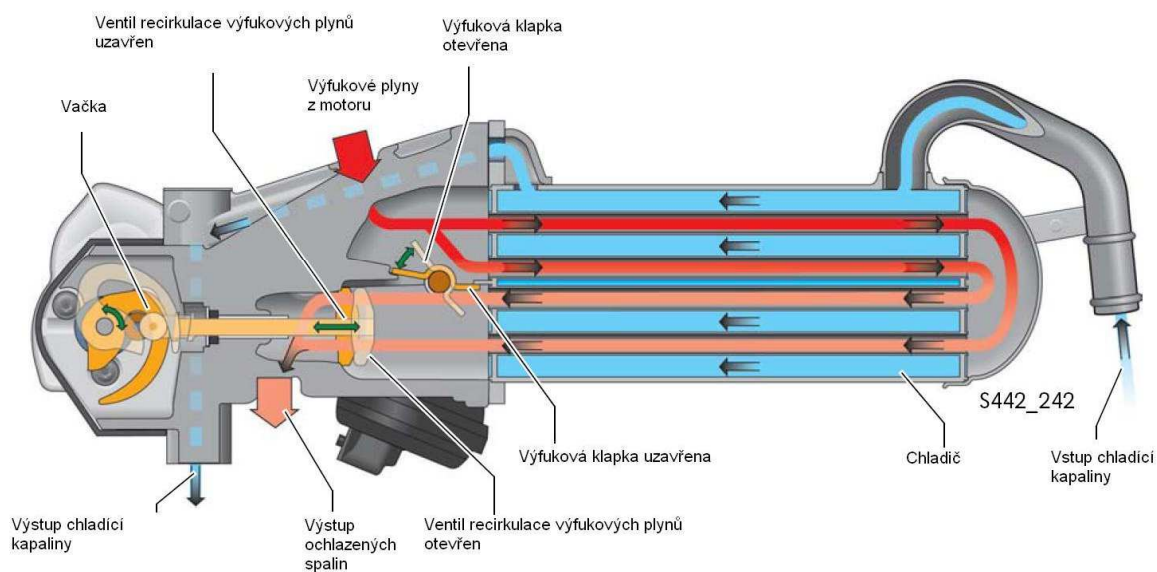
Ve světě je mnoho aktivních organizací zabývajících se využitím DME jako paliva. Pro doplnění uvedme např. Ruský program „Použití alternativních paliv pro městskou hromadnou dopravu pro rok 2002-2004“. V Brazílii vznikla síť tří univerzitních laboratoří v čele s výzkumným centrem firmy Petrobras.

V roce 2010 byla produkce DME okolo 151,4 mil.dm³/rok. Plánovaná produkce v roce 2020 počítá již s 3028,3 mil. dm³ /rok [26].

4 Recirkulace výfukových plynů

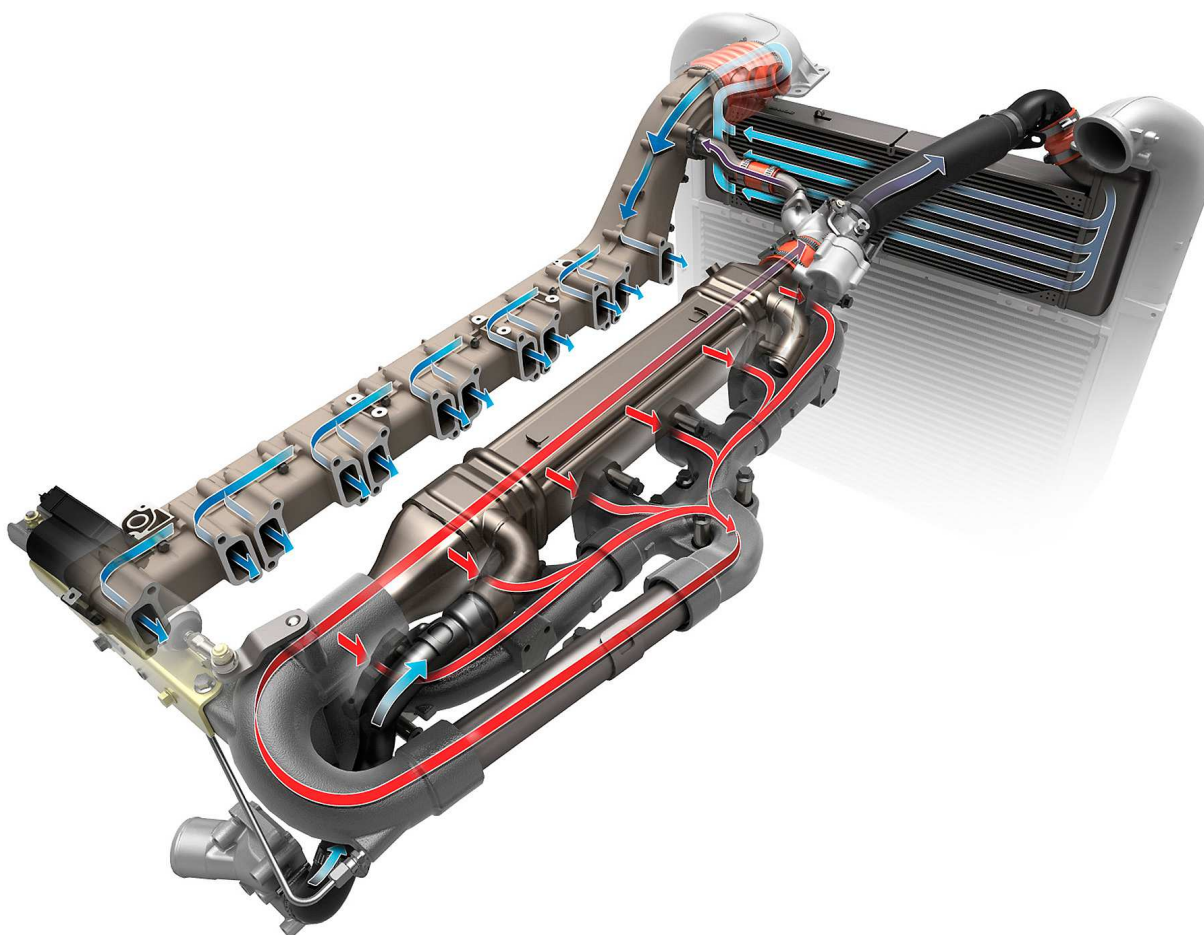
V sériové výrobě se EGR systém poprvé objevil v 70. letech u vozidel severoamerické produkce. Důvodem bylo dodržování zavedených emisních limitů té doby.

Recirkulace u vznětových motorů se provádí v oblasti částečného zatížení. Tím se snižuje koncentrace kyslíku v nasávaném vzduchu. Dalším důvodem nasávání spalin do sacího traktu je fakt, že výfukové plyny mají větší tepelnou kapacitu. To způsobuje snížení teploty hoření a pokles emisí NO_x. Starší emisní limity dovozovaly použití EGR plynů bez chlazení. To dnes již neplatí a je potřeba výfukové plyny určené k recirkulaci chladit. Chlazení obvykle probíhá v tepelném výměníku voda/plyn. Schéma EGR modulu je na obr. 11. Tento modul je zastaven na motoru 1.6 TDI od koncernu Volkswagen. Chladicí kapalina je přiváděna z bloku motoru. Ohřátá je přiváděna k větvi termostatu.



Obr. 11 EGR modul [21]

Další možnou variantou je kombinace dvou chladičů výfukových spalin, jako je tomu u recirkulačního systému motoru SCANIA obr.12.



Obr. 12 EGR systém SCANIA [22]

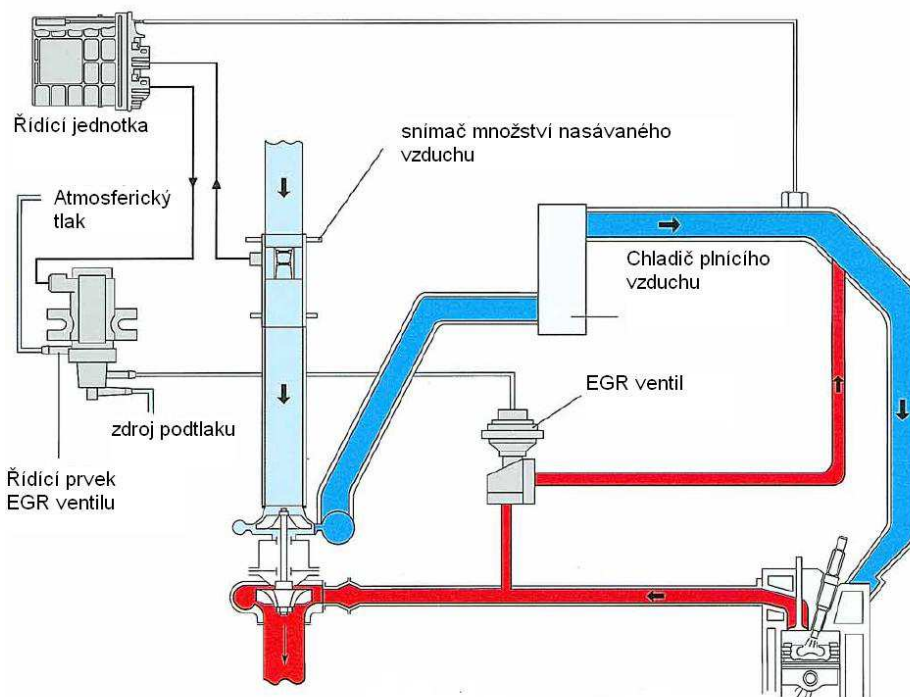
Zde je použit tepelný výměník spaliny/voda a pro dosažení potřebné teploty je ještě v chladičové stěně umístěn výměník spaliny/vzduch. Poslední výměník je podle obrázku vybaven obtokem pro případnou regulaci průtoku a teploty spalin.

Těmito systémy dosáhneme výraznějšího snížení emisí. V režimech částečného zatížení pomáhá též snižovat spotřebu paliva. Výše uvedený systém recirkulace se nazývá vnější.

Vnitřní recirkulace spalin se nachází v každém 4-dobém spalovacím motoru. V průběhu překrytí ventilů nedochází k dokonalému vypláchnutí spalovacího prostoru čerstvou směsí. Vnitřní recirkulace je plně závislá na zatížení a otáčkách motoru. Na motorech s variabilním časováním rozvodů, které je určeno hlavně k optimalizaci výkonových parametrů motoru se bere EGR jako bonus a normálně se u motorů s variabilním časováním rozvodů EGR systém nepoužívá.

Pro regulaci se v počátcích používalo čistě pneumatického systému. Podle tlaku v sání nebo výfukovém potrubí docházelo k otevírání nebo zavírání ventilu. V další fázi vývoje se

používalo elektronického řídicího členu, který ovládal podtlak nebo přetlak sloužící k pohonu ventilu viz obr. 13. Na tomto obrázku je vidět recirkulace výfukových spalin bez tepelného výměníku. EGR ventil je „poháněn“ podtlakem, který reguluje Řídicí prvek EGR ventilu.



SSP 153/27

Obr. 13 Schéma podtlakové regulace [23]

Tím se zajistila regulace ve všech provozních režimech motoru. V současné době se nejvíce používá čistě elektrických pohonů nebo kombinace elektrického pohonu s podtlakovým systémem s elektronickou regulací. Mezi elektrickými pohony se nejvíce uplatňují stejnosměrné motory před elektromagnetickými aktuátory. Na obr.14 je zobrazen aktuátor na turbodmychadle výrobce Honeywell.

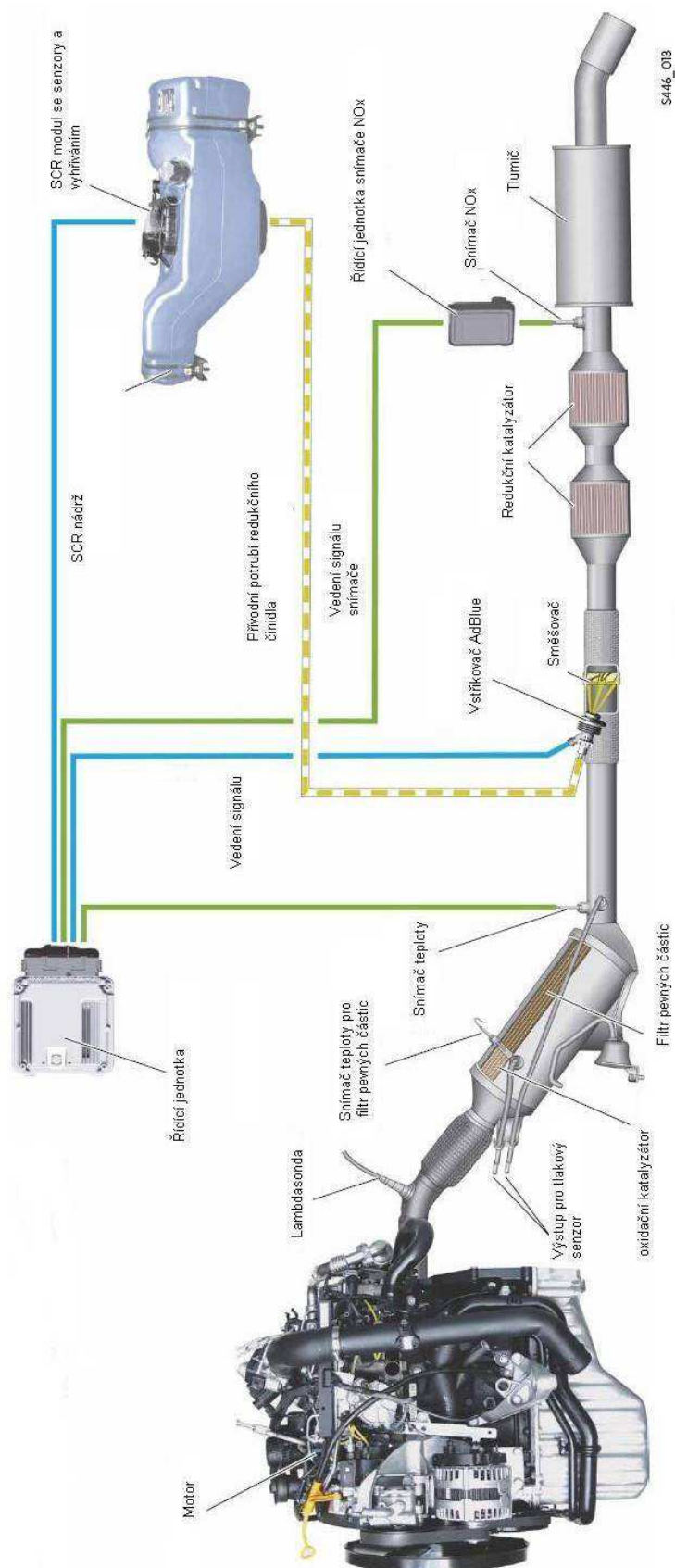


Obr. 14 Turbodmychadlo s elektrickým aktuátorem [24]

5 Výfukový systém

Vzhledem k emisním předpisům je nutné do výfukového systému vkládat katalyzátory, které podstatně snižují emise. V případě snižování emisí u vznětového motoru se využívá oxidačního katalyzátoru pro redukci HC a CO a SCR nebo NSR katalyzátoru na redukci NO_x . Schéma výfukového systému moderního vznětového motoru je na následující straně zobrazen na obr. 15. Aktivní selektivní katalytická redukce je založena na principu vstřikování redukčního agentu před katalytický reaktor. Jako redukční činitel se používá AdBlue (močovina NH_3). Tato technologie je velmi účinná u stacionárních aplikací avšak je hojně využívána u vozidlových aplikací. CSR systém redukuje za pomoci katalyzátoru z NO_x emise N_2 a H_2O . Teplotní rozmezí nutné pro uskutečnění reakcí závisí na použitém katalyzátoru. Například při použití katalyzátoru Vanad-Titan se teplota potřebná pro proběhnutí reakce pohybuje mezi 250 až 400°C.

Redukce NO_x je možná několika způsoby. Výrobce MAN se vydal pro dodržení emisní normy EURO IV cestou recirkulace výfukových plynů bez potřeby SCR. Tuto koncepci již ale opustil a do svého systému vřadil SCR. Výrobce Iveco zvolil cestu redukce NO_x pouze za pomoci SCR pro splnění emisní normy EURO 6. Toto rozhodnutí bylo odůvodněno tím, že je lepší redukovat emise ve výfukovém potrubí než v samotném spalovacím prostoru.



Obr. 15 Schéma výfukového systému vznětového motoru [21]

6 Vlastní návrh

6.1 Přestavovaný motor

Pro přestavbu vznětového motoru na DME je užito přeplňovaného vznětového motoru TEDOM. Konstrukčně se jedná o řadový šestiválec s rozvodem OHV a dvěma ventily na válec. Technické parametry jsou uvedeny v tab. 5. O dodávku paliva se stará řadové čerpadlo BOSCH EPK No. 0 402 846 303C, které je mazáno motorovým olejem.

Objem	11,95L
výkon	242kW při 1950 ot/min
Vrtání/zdvih	130mm/150mm
Točivý moment	1600Nm při 1600ot/min
Vstřikovací systém	Řadové čerpadlo

Tab. 5 TEDOM TD 242 A6H TA 05

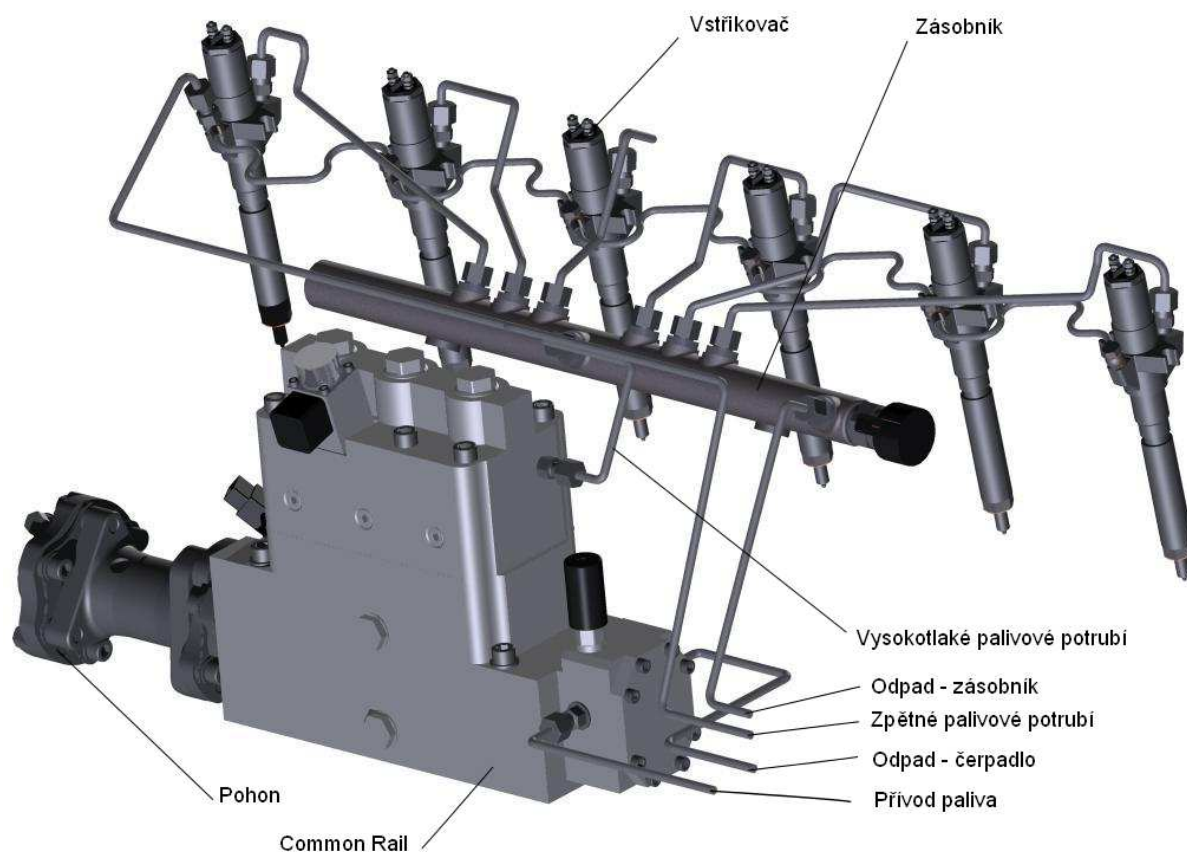
6.2 Konstrukční změny

Na přestavovaném motoru je změněn vysokotlaký vstřikovací systém. Pro dodávku DME do spalovacího prostoru je použito vstřikovacího systému Common Rail místo používaného řadového vstřikovacího čerpadla BOSCH. Vzhledem k vlastnostem DME je potřeba nahradit původní vstřikovací trysky MOTORPAL DOP 135 P 720 3809 za trysky s větším průměrem otvorů. Důvodem jsou fyzikální vlastnosti paliva a zároveň nižší vstřikovací tlaky. Naftové filtry budou nahrazeny filtry umožňující filtraci kapalných plynů. Pro snížení emisí spalin je použito oxidačního katalyzátoru a SCR katalyzátoru.

6.3 Common Rail

Jako vysokotlaké čerpadlo je použito čerpadlo DHP-K3 od firmy HEINZMANN. Výběr tohoto čerpadla byl z důvodů dřívějšího použití na vývojovém motoru. Jedná se o robustní čerpadlo pro náročné průmyslové aplikace schopné čerpat i těžké topné oleje. Regulace tlaku je na straně sací. Dávkovací jednotka je umístěna na tělese čerpadla a zajišťuje, aby čerpadlo dodalo pouze tolik paliva, které je nutné pro vyvinutí požadovaného tlaku. Omezovací tlakový ventil zajišťuje, umístěný na tlakové liště, aby nedošlo k překročení požadovaného tlaku při případné poruše. Vzhledem k tomu, že DME je více stlačitelné než nafta, bude třeba zkušebně zjistit požadovanou dávku paliva. Potřebný vstřikovací tlak nepřesáhne

předpokládaných 30MPa. Schéma vysokotlakého palivového systému použitého na přestavovaný motor je na obr. 16.



Obr. 16 Vysokotlaký palivový systém [vytvořeno autorem]

6.4 Palivový systém

Palivový systém se skládá z těchto důležitých součástí:

- Vlastních nádrží na palivo a jedna čistící nádrže
- palivového čerpadla
- kabeláže
- bezpečnostních prvků
- elektrického zařízení
- pracovních ventilů

Palivový systém je postaven na základu palivového systému pro pohon na zkapalněné ropné plyny. Podrobné informace o potřebných součástech palivového systému jsou v předpisu EHK č. 67. Největším rozdílem oproti systému na LPG je vyjmutí vyparníku a regulátoru tlaku. Celková hmotnost rámu s nádržemi bez paliva činí 480kg.

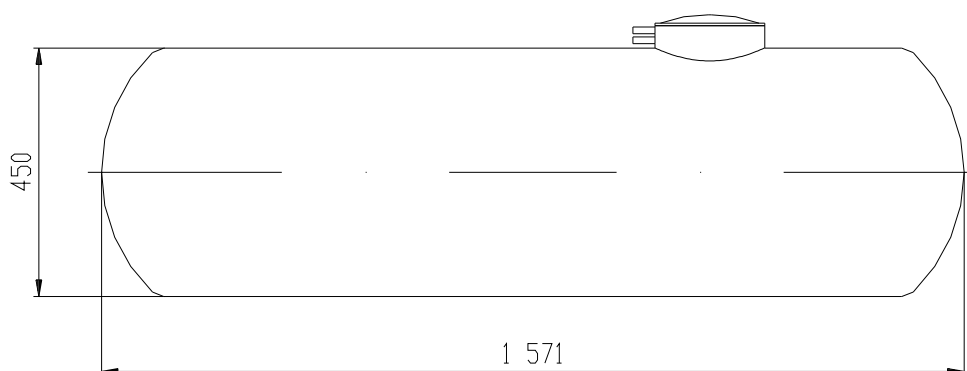
6.4.1 Popis funkce palivového systému

Palivový systém, jehož schéma je na obr. 17 obsahuje čtyři rozvaděče ovládané elektromagnety. V případě přerušení napětí dojde k návratu do požadované počáteční polohy pomocí pružiny. Systém obsahuje jeden dvoucestný rozvaděč (2/2) R1, dva třícestné dvoupolohové rozvaděče (3/2) R2 a R3 a jeden třícestný třípolohový rozvaděč (3/3) R4. Dále je v systému chladič a filtr paliva. Chladič je napojen na nízkoteplotní okruh chladicí kapaliny. Rozvaděč R1 otevírá nebo uzavírá přívod paliva do palivové soustavy motoru. Rozvaděč R2 rozvádí palivo buď do vstupu vysokotlakého čerpadla (stav 1) nebo do čistící nádrže (stav 2) při vypnutí motoru a následném procesu odstranění zbytkového DME z potrubí. Rozvaděč R3 přepouští palivo zpět do palivové větve za čerpadlo (stav 1) nebo do rozvaděče R4 (stav 2). Odtud je podávacím čerpadlem přes rozvaděč R2 (stav 2) palivo jímáno do čistící nádrže. Rozvaděč R4 zároveň slouží k odčerpávání přebytečného množství paliva z čistící nádrže (stav 3).

Čištění palivové soustavy probíhá vždy po požadovaném zastavení motoru. Čištění palivové soustavy motoru proběhne po 30 sekundách od zastavení motoru řidičem. Časové zpoždění pro započnutí čištění umožňuje okamžité nastartování motoru z důvodů přítomnosti paliva v palivovém potrubí. Start po vyčištění potrubí bude o chvíli delší z důvodu naplnění palivového systému palivem. Pro částečné snížení startovací doby bude nutné při zapnutí zapalování aktivovat podávací čerpadlo, které naplní do prázdného potrubí palivo o požadovaném tlaku v předstihu.

6.4.2 Tlakové lahve

Podobně jako u autobusů jezdících na zemní plyn bude použito i v tomto případě tlakových lahví na střeše vozidla. Změnou však bude použití tlakových lahví na LPG. Tyto nádrže jsou ocelové oproti nádržím na CNG, které jsou z kompozitního materiálu. Počet palivových nádrží na vozidle je čtyři, respektive pět. Čtyři láhve budou sloužit jak nádrže na DME a poslední je určena jako jímací nádrž pro zbytkový DME odsátý z palivové soustavy. Palivové nádrže budou mít propojené odběrové a plnicí otvory. Tlakové nádoby jsou od výrobce STAKO, označení nádrží je W45023014. Schéma nádrže je na obr. 18.

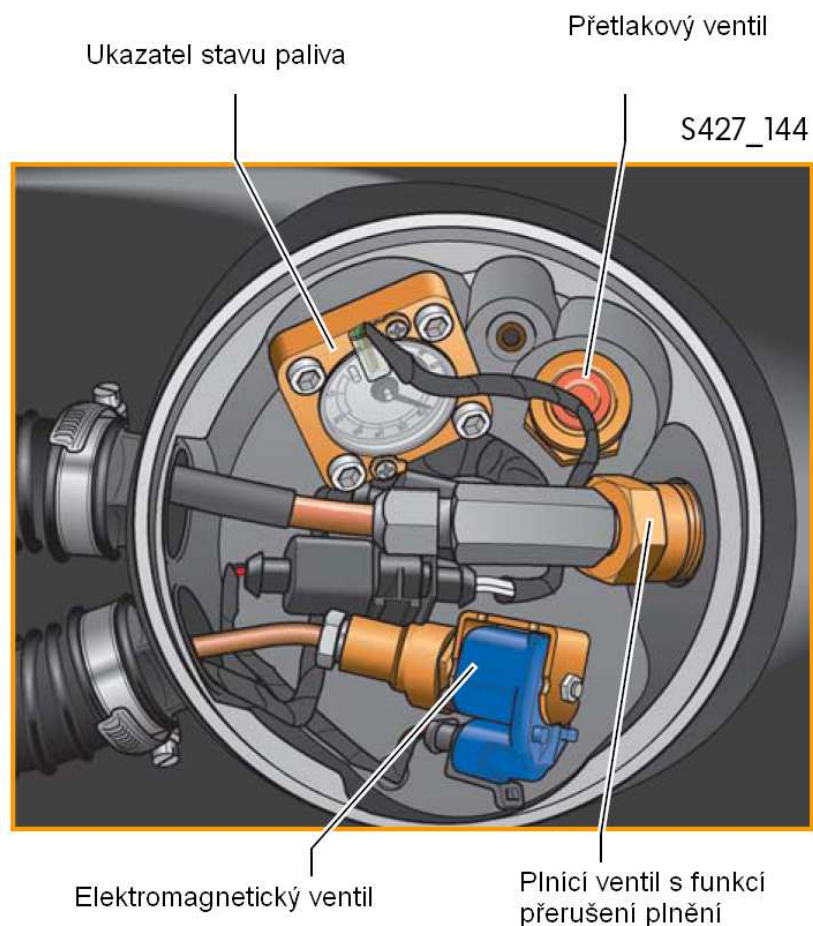


Obr. 18 Schéma nádrže W45023014 [vytvořeno autorem]

Všechny nádrže jsou o objemu 230dm^3 . Nádrže jsou plněny na 80% svého objemu jako je tomu v případě LPG. Celková hmotnost paliva je tedy 491 kg což odpovídá energetickému ekvivalentu 330 dm^3 nafty. Při předpokládané spotřebě $40\text{ dm}^3/100\text{ km}$ by měl dojezd činit 825 km v městském provozu. Aby byla zajištěna bezpečnost provozu, musí nádrž vyhovovat příslušným předpisům, z tohoto důvodu bude vybavena:

- plnicím hrdlem s jednocestným plnicím ventilem
- hrdlem pro odběr kapalného DME
- pojistným ventilem
- stavoznakem (s elektrickým přenosem informací)

Schéma umístění prvků nádrže v jejím ventilovém prostoru je zobrazeno na obr. 19.



Obr. 19 Rozložení ventilů ve ventilovém prostoru [18]

Elektromagnetický ventil slouží k přerušení dodávky paliva v případě vypnutí motoru, poruchy, ztráty napájení nebo havárie.

Plnicí ventil s funkcí přerušení plnění zajišťuje naplnění nádrže pouze do 80% jejího objemu. Regulace naplnění je řízena plovákem, který přes vačku uzavírá plnicí ventil.

Přetlakový ventil zabráňuje protržení nádrže. Při vzrůstu tlaku nad kritickou mez (obvykle 27,5 baru) dojde k mechanickému otevření ventilu a vypouštění plynu mimo prostor nádrží.

Ukazatel stavu paliva zobrazuje stav paliva jak v místě ventilového prostoru tak předává signál pro řídicí jednotku.

Plnění palivových nádrží je prováděno přes jeden plnicí otvor umístěný na stejném místě jako tomu bylo u autobusu na zemní plyn.

Jako palivové čerpadlo je použito vysokotlaké palivové čerpadlo WELDON D2015-A. Čerpadlo je schopné dodávat 313,7 dm³ paliva za hodinu při tlaku 11,5 baru. Vzhledem ke schopnosti čerpat alkohol se domnívám, že bude vhodné pro dopravu DME v rámci případného vývojového provozu. Pennsylvánská státní univerzita použila jako dopravní

čerpadlo zařízení pro průmyslové aplikace. Což znamenalo do vozidla zabudovat měnič napětí, který převáděl hodnotu palubního napětí na 110 V.

6.4.3 Rám pro tlakové lahve

Rám pro tlakové lahve je svařenec z čtyřhranných trubek jak čtvercového tak obdélníkového průřezu. Tloušťka stěny uzavřeného profilu je 3mm. Nosič nádrže je ohýbavý díl z plechu tloušťky 4 mm. V horní části rámu je zavětrování šroubované z důvodu montáže nádrží. Bočnice rámu chrání čela lahví proti poškození při převrácení vozidla nebo nadměrnému vysunutí lahví z rámu. Schéma rámu bez nádrží je na obr. 20. Palivové vedení je svedeno do čela rámu ve směru pohybu vozidla a odtud pokračuje k ventilům. Nádrže jsou zadržovány pásky tloušťky 6mm a šířky 50mm. Rozměr pásku vychází z EHK č. 67. Pásky jsou přišroubovány šrouby M12 k nosiči. Pro utahování pásků je použito šroubu M12 se samojistící maticí. Aby nedošlo k poškození povrchové ochrany nádrže proti korozi je nutné pod pásky vložit plastové podložky, které budou odolné proti ropným produktům včetně DME a zároveň budou mít časovou stálost tvaru. Nádrž je na konstrukci střechy přichycena pomocí úchytných třmenů. Celkový pohled na rám doplněný o nádrže je na obr. 21.



Obr. 20 Rám pro tlakové láhve [vytvořeno autorem]



Obr. 21 Rám osazený nádržemi [vytvořeno autorem]

6.4.4 Umístění tlakových nádob na vozidle

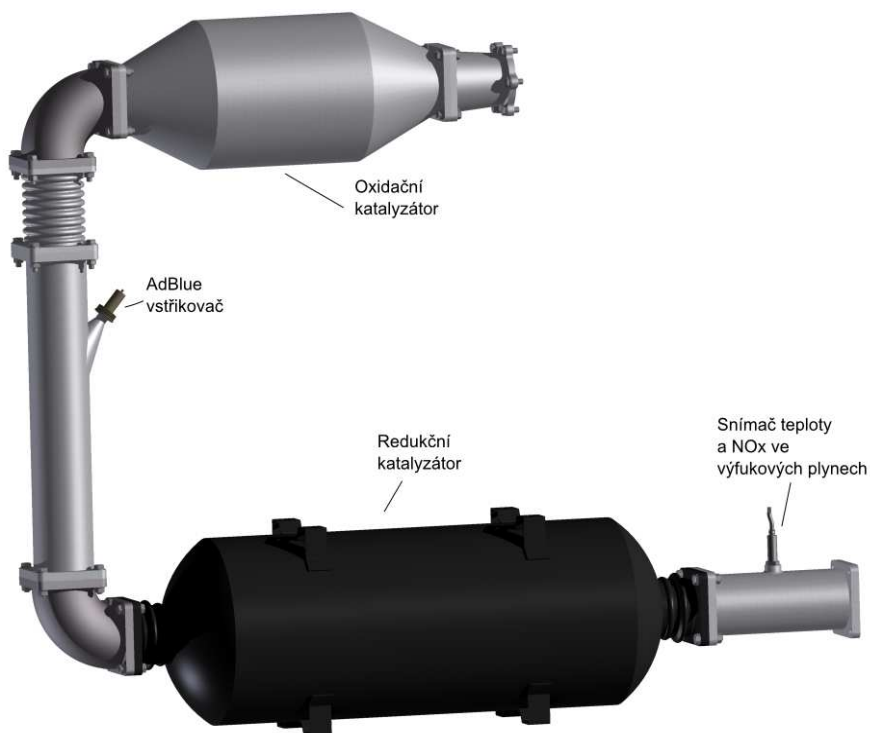
Tlakové nádoby budou umístěny na střeše vozidla (nízkopodlažní městský autobus) v ochranném rámu opatřeném kapotáží opatřenou odvětrávacím otvorem, který zároveň umožní přístup pro provádění kontroly těsnosti. Rám bude kontrolován výpočtem. Materiál potrubí je bezešvá měděná trubka s plastovým náplekem. Rozměr trubky je $\varnothing 12\text{mm}$, tloušťka stěny je 1mm. Měděné potrubí bude přichyceno k rámu vozidla pomocí přichytek, jejichž rozteč může být maximálně 400mm. Uspořádání palivového systému musí odpovídat EHK č. 67.



Obr. 22 Umístění nádrží na vozidle [vytvořeno autorem]

6.5 Výfukový systém

Upravovaný motor není vybaven recirkulací spalin. Vzhledem k tomu, že nynější emisní limity plní bez použití EGR systému, nebude potřeba využít tento systém při spalování DME. V případě potřeby je možné doplnit motor o EGR. Prostory pro připojení se nabízejí dva. Varianta výrobce motoru využila možnosti připojit vodou chlazenou recirkulaci na výstupy odvodu horké vody z hlav válců. Druhou možností je umístit EGR systém k turbodmychadlu. To však znamená výrazně upravit tvar výfukového systému a vzhledem k zástavbovému prostoru by se to mohlo jevit jako problém. Proto je případně upřednostňována varianta výrobcem umístěného recirkulačního systému. Výrobcem navržený systém má regulaci průtoku spalin. Pro zlepšení emisních parametrů by se mohl EGR systém modifikovat o obtokový ventil zajišťující průtok nechlazených plynů přímo do válců motoru jako je tomu na obr. 11. Popřípadě pro dosažení potřebné teploty výfukových spalin vstupujících do sání motoru využít ještě doplňujícího chladiče jako je tomu na obr.12.



Obr. 23 Výfukový systém pro autobus [vytvořeno autorem]

Jak bylo uvedeno výše, upravovaný motor bude obsahovat SCR systém. Schéma upraveného výfukového systému autobusu je na obr. 23. Zde je zobrazen oxidační katalyzátor a za ním vstřikovač AdBlue společně s SCR katalyzátorem. Za vstřikovačem AdBlue se nachází mísič, který homogenizuje směs výfukových plynů a AdBlue. Za SCR katalyzátorem

se nachází sonda snímající teplotu a množství NO_x ve výfukových plynech. Materiál potrubí, kde dochází k mísení AdBlue s výfukovými plyny je nutné vyrobít z nerezové oceli, neboť AdBlue má vysoké korozní vlastnosti.

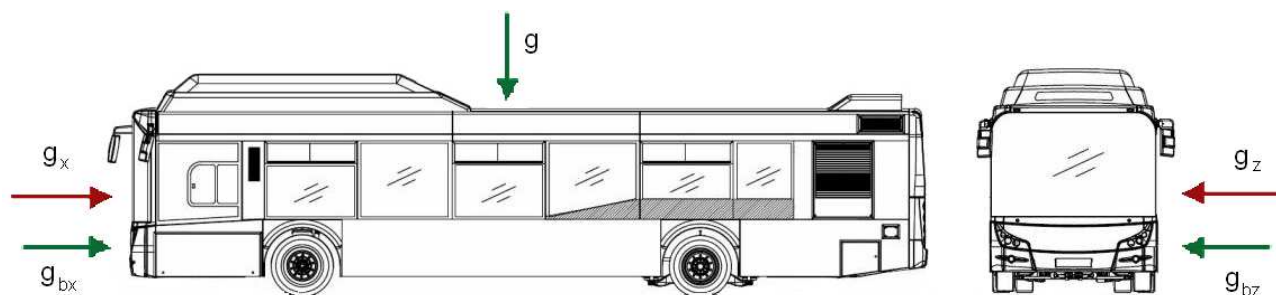
V přestavovaném motoru systém SCR zvyšuje složitost pohonné jednotky, avšak je třeba zdůraznit výhody tohoto systému. Výhodami jsou snížení emisí a v některých případech dochází i ke snížení spotřeby pohonných hmot. Důvodem je možnost zvýšit předstih vstřiku z původních přibližně 9° na optimálnější hodnotu cca 18° . Tím se sice zvýší emise NO_x , ale ty jsou zároveň spolehlivě redukovány SCR systémem. Spotřeba AdBlue se v případě přestavovaného motoru bude pohybovat v rozmezí $3\% \pm 0,5\%$ spotřeby paliva.

7 Výpočty

Výpočet rámu je proveden v programu DEFORM. Provedený výpočet v tomto programu je vyhovující. Zároveň časová náročnost takového úlohy je zanedbatelná což je výhodné při optimalizaci konstrukce rámu. Rám byl pro výpočet zjednodušen. Síly zadávané do výpočtu jsou spočítány v práci níže z požadovaných zatěžujících účinků. Samotná geometrie konstrukce je na obr. 27. Zde jsou zároveň zobrazeny prvky a uzly. Zatěžující stavy jsou na obr. 28 až obr. 30. Výsledné deformace rámu jsou zobrazeny na obr. 31 až obr. 33.

Pevnostní výpočet bude proveden pro tři zátěžné stavy. Schéma zobrazující zrychlující síly je na obr. 24.

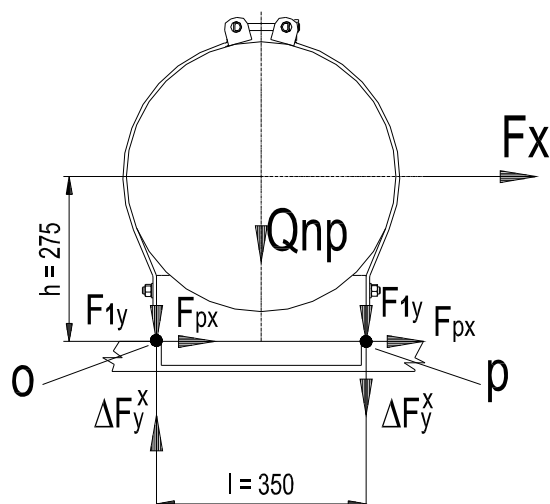
1. zátěžný stav – Tento návrh uvažuje normální provoz. Jako mezní stavy se v podélném směru uvažuje nouzové brzdění (volené zrychlení $g_{bx} = 0,5g$) a v příčném směru průjezd zatáčkou nebo úhybný manévr s voleným zrychlením $g_{bz} = 0,5g$.
2. zátěžný stav – Zde se uvažuje pouze zatížení ve směru jízdy (podélný směr). Zatížením se rozumí přetížení konstrukce zrychlením $g_x = 6,6g$ dle EHK č.67 pro vozidla třídy M3. Do této kategorie patří městský autobus.
3. zátěžný stav – V poslední výpočtové variantě se uvažuje pouze příčné zatížení (směr vodorovně kolmý na podélný směr). Dle citovaného předpisu je rám zatížen zrychlením $g_z = 5g$.



Obr. 24 Schéma zrychlení působící na vozidlo [vytvořeno autorem]

7.1 Výpočet rámu nádrží

7.1.1 Podélné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – normální provoz



Obr. 25 Schéma zatížení [vytvořeno autorem]

$$\text{Hmotnost plné nádrže:} \quad m_{np} = 182 \text{ kg} \quad (1)$$

$$\text{Síla od plné nádrže} \quad Q_{np} = m_{np} \cdot k_z \cdot g = 182 \cdot 1,1 \cdot 10 \doteq 2000 \text{ N} \quad (2)$$

$$\text{Síla na 1 podélník} \quad F_{1yp} = \frac{Q_{np}}{2} = \frac{2000}{2} = 1000 \text{ N} \quad (3)$$

$$\text{Síla na bod o/p} \quad F_{1y} = \frac{F_{1yp}}{2} = \frac{1000}{2} = 0,5 \text{ kN} \quad (4)$$

$$\text{Síla vyvolaná brzděním} \quad F_x = m_{np} \cdot g_{bx} \cdot g = 182 \cdot 0,5 \cdot 10 = 0,91 \text{ kN} \quad (5)$$

$$\text{Síla na jeden podélník} \quad F_{px} = \frac{F_x}{2} = \frac{0,91}{2} \doteq 0,46 \text{ kN} \quad (6)$$

Síla od klopení:
$$\Delta F_y^x = \frac{F_x \cdot h}{l} = \frac{0,46 \cdot 275}{350} \doteq \pm 0,36 kN \quad (7)$$

Síla svislá v bodě o
$$F_y^o = F_{1y} - \Delta F_y^x = -0,5 + 0,36 = -0,14 kN \quad (8)$$

Síla svislá v bodě p
$$F_y^p = F_{1y} - \Delta F_y^x = -0,5 - 0,36 = -0,86 kN \quad (9)$$

7.1.2 Podélné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – nárazové zrychlení 6,6g

Hmotnost plné nádrže:
$$m_{np} = 182 kg \quad (10)$$

Síla od plné nádrže
$$Q_{np} = m_{np} \cdot k_z \cdot g = 182 \cdot 1,1 \cdot 10 \doteq 2000 N \quad (11)$$

Síla na 1 podélník
$$F_{1yp} = \frac{2000}{2} = 1000 N \quad (12)$$

Síla na bod o/p
$$F_{1y} = \frac{1000}{2} = 0,5 kN \quad (13)$$

Síla vyvolaná nárazem
$$F_x = m_{np} \cdot g_x \cdot g = 182 \cdot 6,6 \cdot 10 = 12,21 kN \quad (14)$$

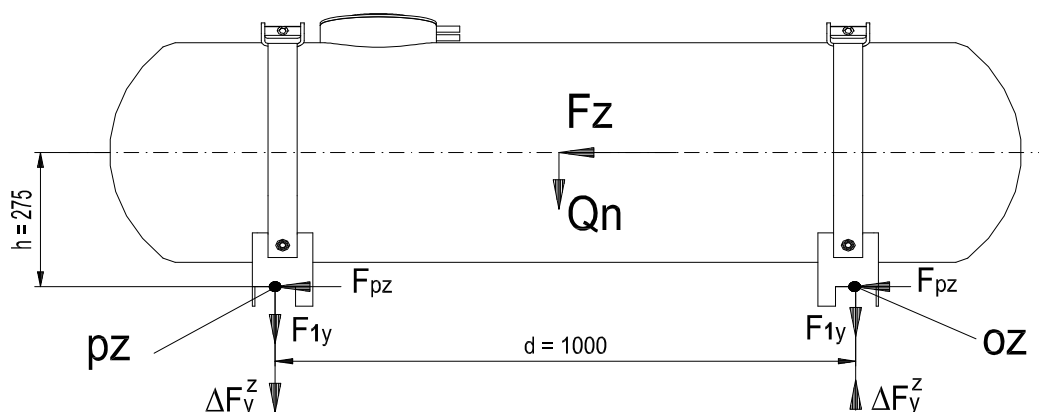
Síla na 1 podélník
$$F_{px} = \frac{F_x}{2} = \frac{12,21}{2} \doteq 6,105 kN \quad (15)$$

Síla od klopení:
$$\Delta F_y^x = \frac{F_{px} \cdot h}{l} = \frac{6,105 \cdot 275}{350} \doteq \pm 4,8 kN \quad (16)$$

Síla svislá v bodě o
$$F_y^o = F_{1y} - \Delta F_y^x = -0,5 + 4,8 = 4,3 kN \quad (17)$$

Síla svislá v bodě p
$$F_y^p = F_{1y} - \Delta F_y^x = -0,5 - 4,8 = -5,3 kN \quad (18)$$

7.1.3 Příčné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – normální provoz



Obr. 26 Schéma zatížení [vytvořeno autorem]

Síla vyvolaná průjezdem zatáčkou $F_z = m_{np} \cdot g_{bz} \cdot g = 182 \cdot 0,5 \cdot 10 = 0,91kN$ (19)

Síla od klopení: $\Delta F_y^z = \frac{F_z \cdot h}{d} = \frac{0,91 \cdot 275}{1000} \doteq \pm 0,25kN$ (20)

Síla na 1 bod o/z $F_{pz} = \frac{F_z}{4} = \frac{0,91}{4} \doteq 0,23kN$ (21)

Síla příčná v bodě o $F_z^o = F_{1y} - \Delta F_y^z = -0,5 + 0,25 \doteq -0,26kN$ (22)

Síla svislá v bodě p $F_z^p = F_{1y} - \Delta F_y^z = -0,5 - 0,25 \doteq -0,75kN$ (23)

7.1.4 Příčné zatížení uzlů nosiče plné nádrže – nárazové zrychlení 5g

Síla vyvolaná nárazem $F_z = m_{np} \cdot g_z \cdot g = 182 \cdot 5 \cdot 10 = 9,1kN$ (24)

Síla od klopení: $\Delta F_y^z = \frac{F_z \cdot h}{d} = \frac{9,1 \cdot 275}{1000} \doteq \pm 2,5kN$ (25)

Síla na 1 bod o/p $F_{pz} = \frac{F_z}{4} = \frac{9,1}{4} \doteq \pm 2,3kN$ (26)

Síla příčná v bodě o $F_z^o = F_y - \Delta F_y^z = -0,5 + 2,5 = 2kN$ (27)

Síla příčná v bodě p $F_z^p = F_y - \Delta F_y^z = -0,5 - 2,5 = -3kN$ (28)

7.1.5 Podélné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – normální provoz

Hmotnost čistící nádrže: $m_{nč} = 82kg$ (29)

Síla od plné nádrže $Q_{nč} = m_{čn} \cdot k_z \cdot g = 82 \cdot 1,1 \cdot 10 \doteq 0,9kN$ (30)

Síla na 1 podélník $F_{1yp} = \frac{Q_{nč}}{2} = \frac{0,9}{2} = 0,45kN$ (31)

Síla na 1bod o/p $F_{1y} = \frac{F_{1yp}}{2} = \frac{0,45}{2} \doteq 0,23kN$ (32)

Síla vyvolaná v zatáčce $F_x = m_{nč} \cdot g_{by} \cdot g = 82 \cdot 0,5 \cdot 10 = 0,41kN$ (33)

Síla na 1 podélník $F_{px} = \frac{F_y}{2} = \frac{0,41}{2} \doteq 0,205kN$ (34)

Síla od klopení: $\Delta F_y^x = \frac{F_y \cdot h}{l} = \frac{0,205 \cdot 275}{350} \doteq \pm 0,161kN$ (35)

Síla svislá v bodě o $F_y^o = F_y - \Delta F_y^x = -0,23 + 0,161 \doteq -0,07kN$ (36)

Síla svislá v bodě p $F_y^p = F_y - \Delta F_y^x = -0,23 - 0,161 \doteq -0,39kN$ (37)

7.1.6 Podélné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – nárazové zrychlení 6,6g

$$\text{Hmotnost čistící nádrže:} \quad m_{nc} = 82 \text{ kg} \quad (38)$$

$$\text{Síla od plné nádrže} \quad Q_{nc} = m_{cn} \cdot k_z \cdot g = 82 \cdot 1,1 \cdot 10 = 0,9 \text{ kN} \quad (39)$$

$$\text{Síla na 1 podélník} \quad F_{1yp} = \frac{Q_{cn}}{2} = \frac{0,9}{2} = 0,45 \text{ kN} \quad (40)$$

$$\text{Síla na bod o/p} \quad F_{1y} = \frac{F_{1yp}}{2} = \frac{0,45}{2} \doteq 0,23 \text{ kN} \quad (41)$$

$$\text{Síla vyvolaná nárazem} \quad F_y = m_{nc} \cdot g_y \cdot g = 82 \cdot 6,6 \cdot 10 \doteq 5,4 \text{ kN} \quad (42)$$

$$\text{Síla na 1 podélník} \quad F_{px} = \frac{F_y}{2} = \frac{5,4}{2} = 2,7 \text{ kN} \quad (43)$$

$$\text{Síla od klopení:} \quad \Delta F_y^x = \frac{F_y \cdot h}{l} = \frac{2,7 \cdot 275}{350} \doteq \pm 2,12 \text{ kN} \quad (44)$$

$$\text{Síla svislá v bodě o} \quad F_y^o = F_y - \Delta F_y^x = -0,23 + 2,12 \doteq 1,89 \text{ kN} \quad (45)$$

$$\text{Síla svislá v bodě p0} \quad F_y^p = F_y - \Delta F_y^x = -0,23 - 2,12 = -2,35 \text{ kN} \quad (46)$$

7.1.7 Příčné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – normální provoz

$$\text{Síla vyvolaná průjezdem zatačkou} \quad F_z = m_{nc} \cdot g_{oz} \cdot g = 82 \cdot 0,5 \cdot 10 = 0,41 \text{ kN} \quad (47)$$

$$\text{Síla od klopení:} \quad \Delta F_y^z = \frac{F_z \cdot h}{d} = \frac{0,41 \cdot 275}{1000} \doteq \pm 0,1 \text{ kN} \quad (48)$$

$$\text{Síla na jeden bod o/p} \quad F_{pz} = \frac{F_z}{4} = \frac{0,41}{4} \doteq 0,1 \text{ kN} \quad (49)$$

$$\text{Síla příčná v bodě o} \quad F_z^o = F_{1y} - \Delta F_y^z = -0,1 + 0,1 = 0 \text{ kN} \quad (50)$$

$$\text{Síla příčná v bodě p} \quad F_z^p = F_y - \Delta F_y^z = -0,1 - 0,1 = -0,2 \text{ kN} \quad (51)$$

7.1.8 Příčné zatížení uzlů nosiče čistící nádrže – nárazové zrychlení 5g

$$\text{Síla vyvolaná nárazem} \quad F_z = m_{nc} \cdot g_z \cdot g = 82 \cdot 5 \cdot 10 = 4,1 \text{ kN} \quad (52)$$

$$\text{Síla od klopení:} \quad \Delta F_y^z = \frac{F_z \cdot h}{d} = \frac{4,1 \cdot 275}{1000} \doteq \pm 1,13 \text{ kN} \quad (53)$$

$$\text{Síla na jeden bod o/p} \quad F_{pz} = \frac{F_z}{4} = \frac{4,1}{4} \doteq 1 \text{ kN} \quad (54)$$

$$\text{Síla příčná v bodě o} \quad F_z^o = F_{1y} - \Delta F_y^z = -0,23 + 1,13 = 0,9 \text{ kN} \quad (55)$$

$$\text{Síla příčná v bodě p} \quad F_z^p = F_{1y} - \Delta F_y^z = -0,23 - 1,13 = -1,36 \text{ kN} \quad (56)$$

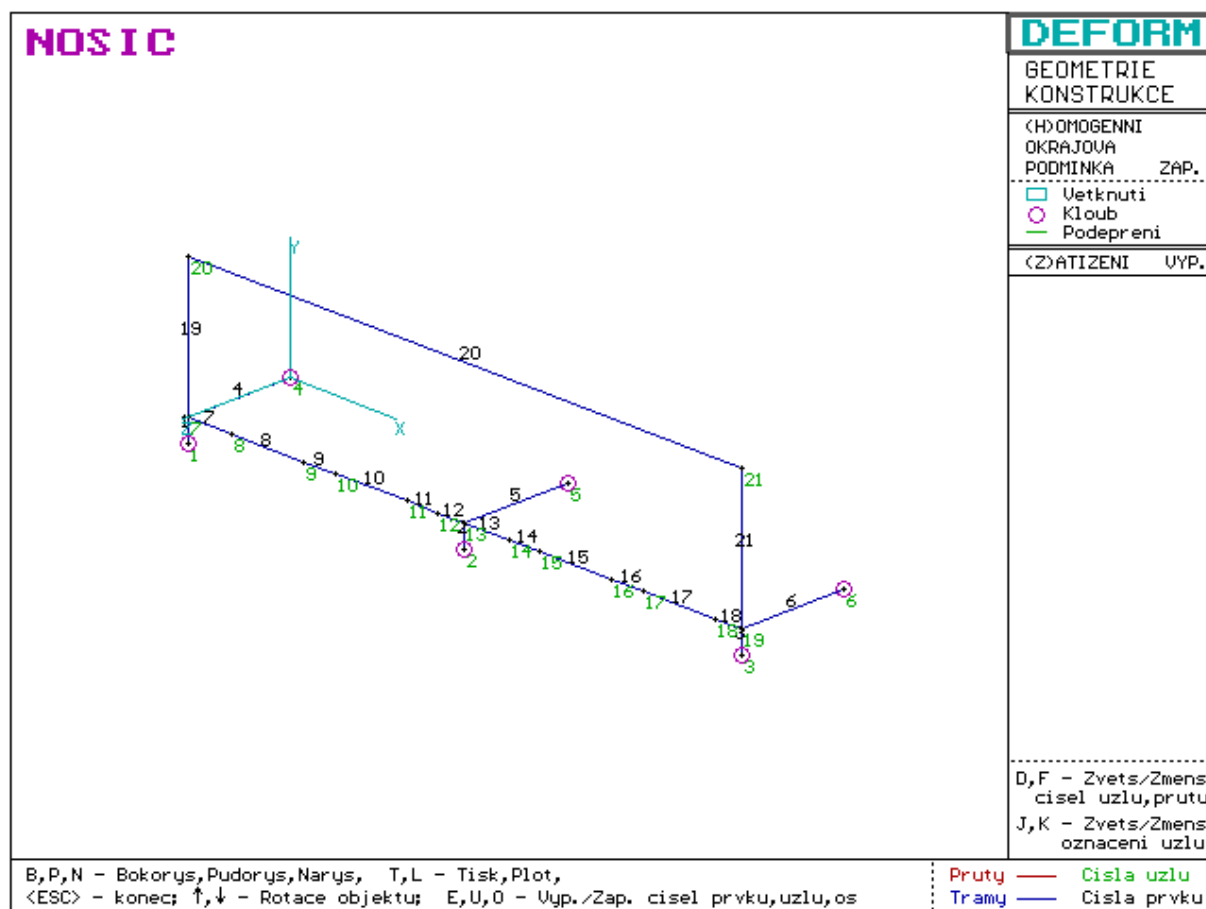
7.2 Použité profily

TR 4HR 50x3 $A = 541\text{mm}^2$, $W_{050} = 7790\text{mm}^3$,

TR 4HR 60x3 $A = 661\text{mm}^2$, $W_{060} = 11710\text{mm}^3$,

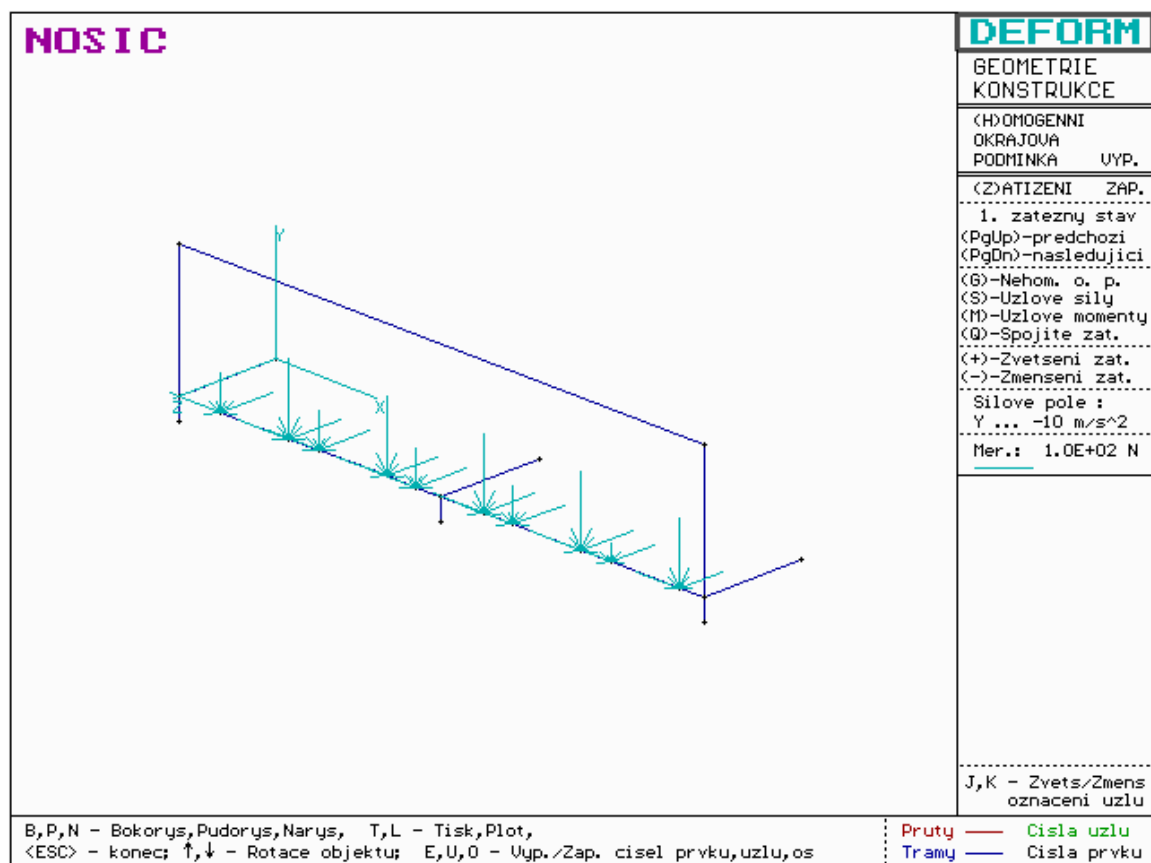
TR 4HR 50x70x3 $A = 661\text{mm}^2$, $W_{50x70y} = 12590\text{mm}^3$, $W_{50x70z} = 10450\text{mm}^3$

7.3 Grafické výstupy z programu DEFORM

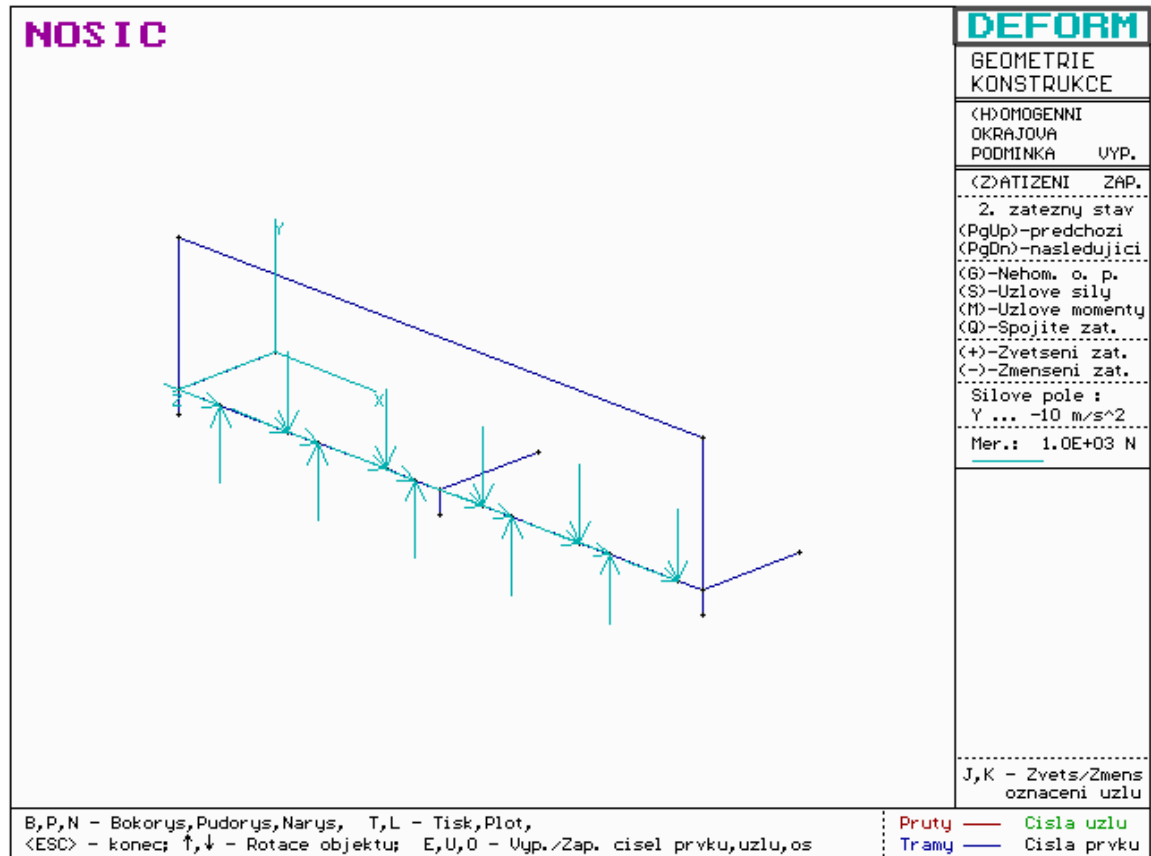


Obr. 27 Geometrie rámu [vytvořeno autorem]

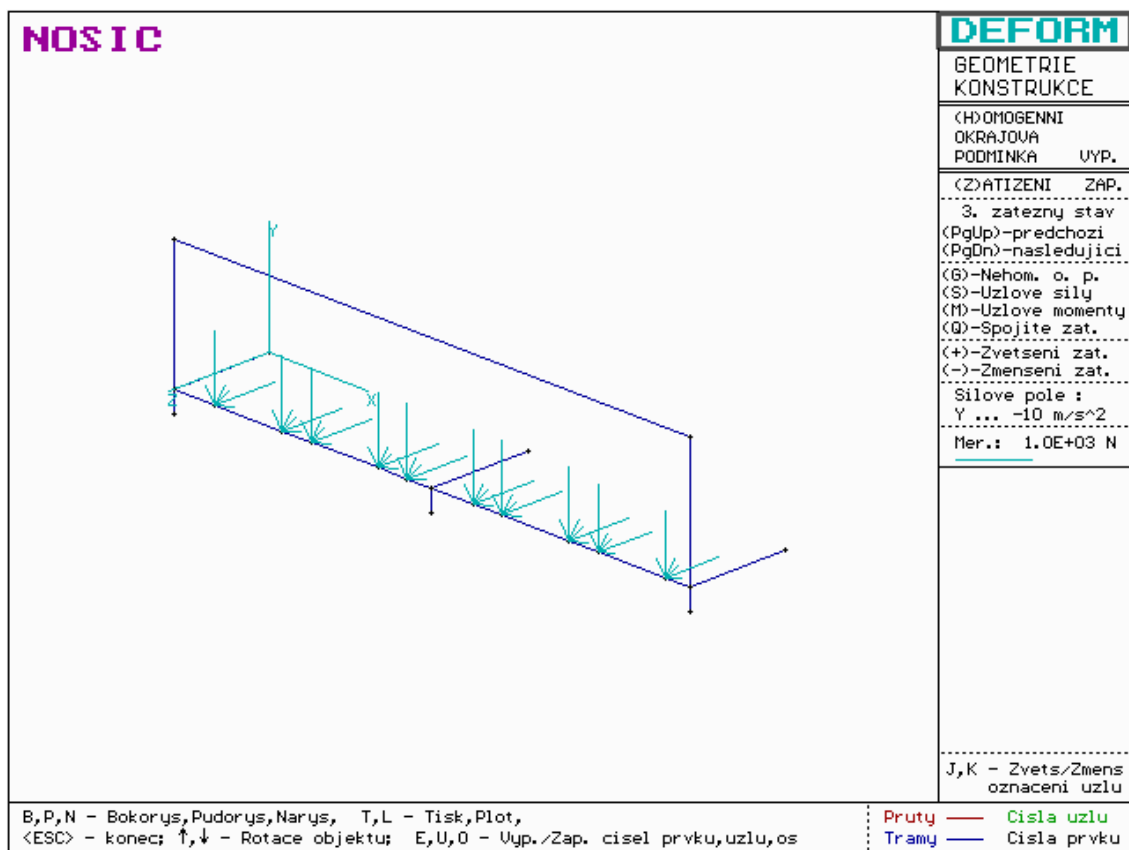
Na obr. 27 je zobrazen zjednodušený rám s vyznačenými prvky a uzly. Prvky jsou označeny zelenou barvou. Uzly jsou místa do kterých se soustředilo vypočtené zatížení z kapitol 8.1.X. Na následujících stránkách jsou zobrazena silová zatížení a výsledné deformace rámu. U zobrazení výsledného deformovaného stavu je přiložena tabulka zobrazující maximální deformace (posunutí) v uzlech pro danou variantu zatížení.



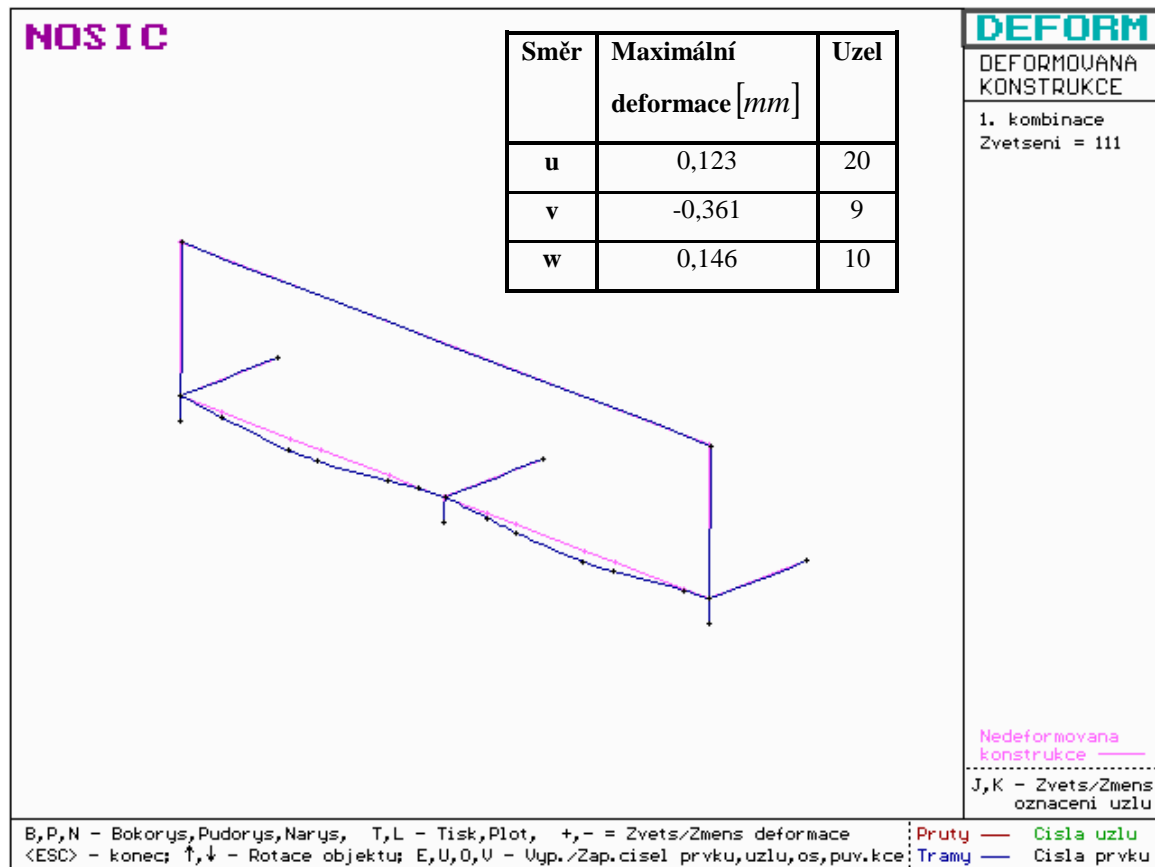
Obr. 28 Zátěžný stav 1 [vytvořeno autorem]



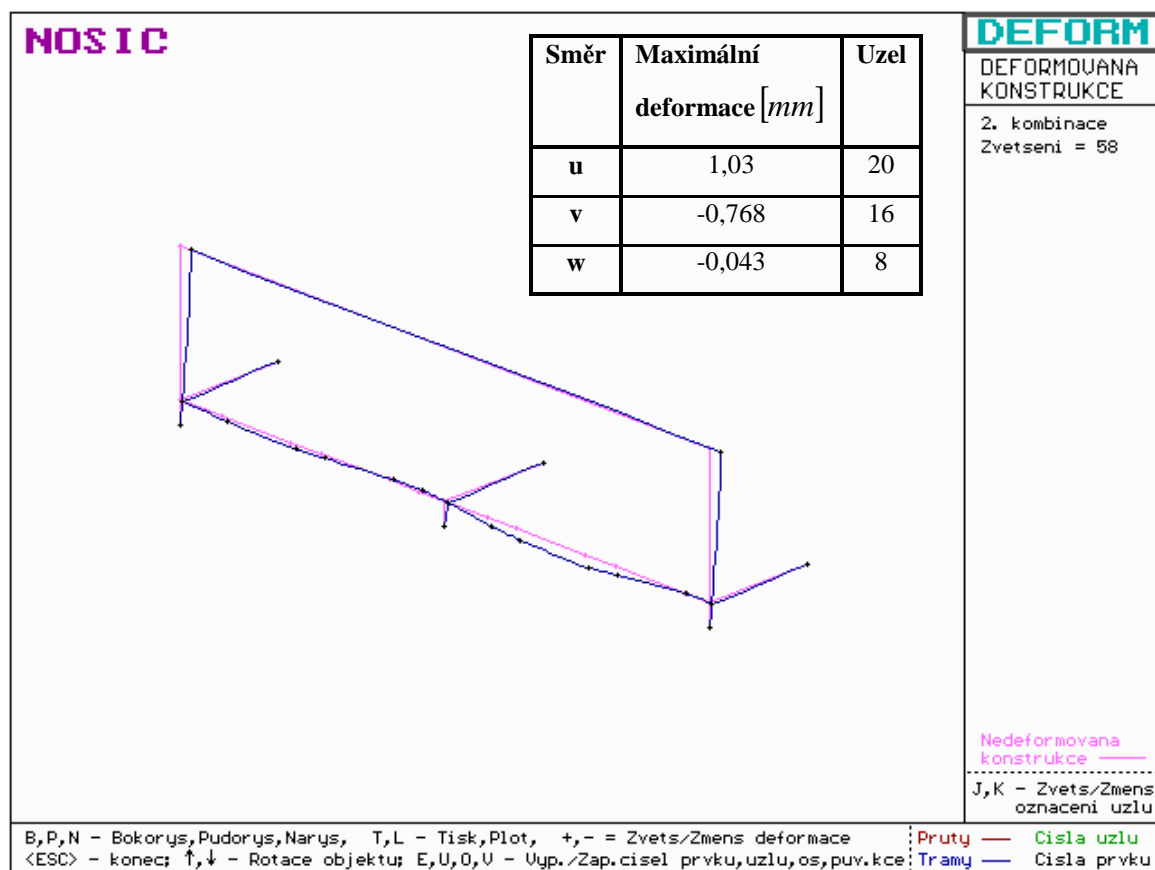
Obr. 29 Zátěžný stav 2 [vytvořeno autorem]



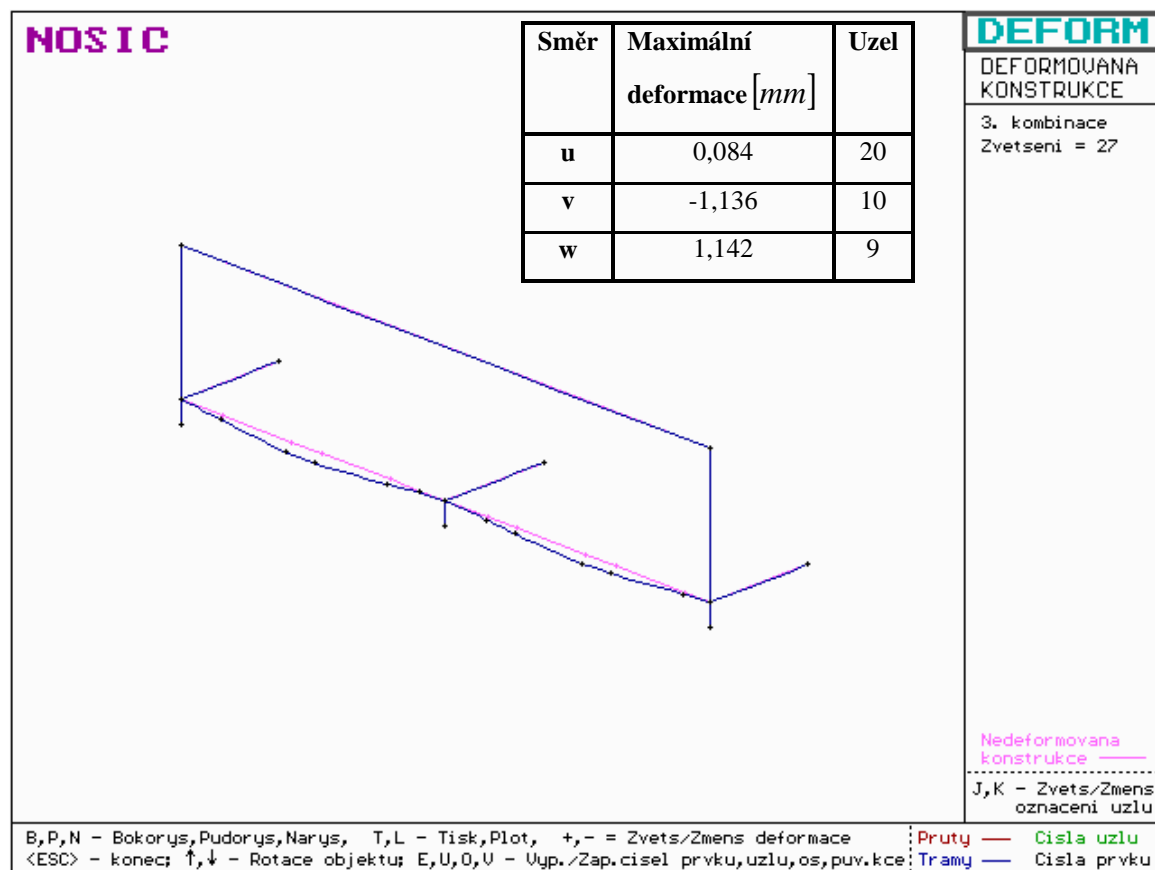
Obr. 30 Zátěžný stav 3 [vytvořeno autorem]



Obr. 31 Výsledná deformace pro stav 1 [vytvořeno autorem]



Obr. 32 Výsledná deformace pro stav 2 [vytvořeno autorem]



Obr. 33 Výsledná deformace pro stav 3 [vytvořeno autorem]

7.4 Posouzení prvků konstrukce

Z výpočtové zprávy jsou brány hodnoty pro následné posouzení nejzatíženějších prvků rámu z daného výpočtového návrhu. Nejzatíženější prvky rámu jsou vypsány ve výpočtové zprávě programu DEFORM.

7.4.1 Výpočtová varianta 1.

Prvek 3 / uzel 19

Vypočtené zatížení:

$$N = -1,18 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$M_y = 3,24 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$M_z = 2,18 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tlak:} \quad \sigma_d = \frac{N}{A} = \frac{-1,18 \cdot 10^3}{661} \doteq -1,8 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{060}} = \frac{3,24 \cdot 10^5}{11710} \doteq \pm 0,3 \text{ MPa} \quad (58)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{060}} = \frac{2,18 \cdot 10^5}{11710} \doteq \pm 18,6 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_d + \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -1,8 - 0,3 - 18,6 \doteq -21 \text{ MPa} \quad (60)$$

Podmínka pevnosti:

$$\begin{aligned} |\sigma_{celk}| &< \sigma_{dov} \\ 21 \text{ MPa} &< 235 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (61)$$

Prvek 12 / uzel 13

Vypočtené zatížení:

$$N = -1,87 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$M_y = -1,95 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_z = -3,97 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tlak:} \quad \sigma_d = \frac{N}{A} = \frac{-1,87 \cdot 10^3}{661} \doteq -2,8 \text{ MPa} \quad (62)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{50 \times 70 y}} = \frac{-1,95 \cdot 10^5}{12590} = \pm 15,5 \text{ MPa} \quad (63)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{50 \times 70z}} = \frac{-3,97 \cdot 10^5}{10450} = \pm 38 \text{ MPa} \quad (64)$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_d + \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -2,8 - 15,5 - 18,6 \doteq -37 \text{ MPa} \quad (65)$$

Podmínka pevnosti:

$$|\sigma_{celk}| < \sigma_{dov} \quad (66)$$

$$37 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Prvek 19 / uzel 7

Vypočtené zatížení:

$$N = 7 \cdot 10^1 \text{ N} \Rightarrow \text{zanedbáme}$$

$$M_y = -6,8 \cdot 10^0 \text{ Nmm} \Rightarrow \text{zanedbáme}$$

$$M_z = -7,3 \cdot 10^4 \text{ Nmm}$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{050}} = \frac{-7,3 \cdot 10^4}{7790} = -9,4 \text{ MPa} \quad (67)$$

$$|\sigma_{celk}| = \sigma_{oz} = 9,4 \text{ MPa} \quad (68)$$

Podmínka pevnosti:

$$\sigma_{celk} < \sigma_{dov} \quad (69)$$

$$9,4 \text{ MPa} < 235 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.4.2 Výpočtová varianta 2.

Prvek 3 / uzel 19

Vypočtené zatížení:

$$N = -4,26 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$M_y = 2 \cdot 10^2 \text{ Nmm}$$

$$M_z = 1,1 \cdot 10^6 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tlak:} \quad \sigma_d = \frac{N}{A} = \frac{-4,26 \cdot 10^3}{661} \doteq -6,4 \text{ MPa} \quad (70)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{060}} = \frac{2 \cdot 10^2}{11710} \doteq \pm 0,02 \text{ MPa} \quad (71)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{060}} = \frac{1,1 \cdot 10^6}{11710} \doteq \pm 94 \text{ MPa} \quad (72)$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_d + \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -6,4 - 0,02 - 94 \doteq -100MPa \quad (73)$$

Podmínka pevnosti:

$$\begin{aligned} |\sigma_{celk}| &< \sigma_{dov} \\ 100MPa &< 235MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (74)$$

Prvek 18 / uzel 19

Vypočtené zatížení:

$$N = -1,09 \cdot 10^4 N$$

$$M_y = 1,06 \cdot 10^5 Nmm$$

$$M_z = -1,0940 \cdot 10^6 Nmm$$

$$\text{Tlak:} \quad \sigma_d = \frac{N}{A} = \frac{-1,09 \cdot 10^4}{661} \doteq -16,5MPa \quad (75)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{50 \times 70y}} = \frac{1,06 \cdot 10^5}{12590} = \pm 8,4MPa \quad (76)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{50 \times 70z}} = \frac{-1,09 \cdot 10^6}{10450} = \pm 104,3MPa \quad (77)$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_d + \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -16,5 - 8,4 - 104,3 \doteq -129MPa \quad (78)$$

Podmínka pevnosti:

$$\begin{aligned} |\sigma_{celk}| &< \sigma_{dov} \\ 37MPa &< 235MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (79)$$

Prvek 19 / uzel 7

Vypočtené zatížení:

$$N = 2,67 \cdot 10^1 N \Rightarrow \text{zanedbáme}$$

$$M_y = 3,25 \cdot 10^3 Nmm$$

$$M_z = -1,48 \cdot 10^5 Nmm$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{050}} = \frac{3,25 \cdot 10^3}{7790} = \pm 0,4MPa \quad (80)$$

Ohyb:
$$\sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{050}} = \frac{-1,48 \cdot 10^5}{7790} = \pm 19 MPa \quad (81)$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -0,4 - 19 = -19,4 MPa \quad (82)$$

Podmínka pevnosti:

$$|\sigma_{celk}| < \sigma_{dov} \quad (83)$$

$$19,4 MPa < 235 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.4.3 Výpočtová varianta 3.

Prvek 1 / uzel 7

Vypočtené zatížení:

$$N = -3,43 \cdot 10^3 N$$

$$M_y = 3,54 \cdot 10^4 Nmm$$

$$M_z = -5,76 \cdot 10^5 Nmm$$

Tlak:
$$\sigma_d = \frac{N}{A} = \frac{-3,54 \cdot 10^4}{661} \doteq -5,2 MPa \quad (84)$$

Ohyb:
$$\sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{060}} = \frac{3,54 \cdot 10^4}{11710} \doteq \pm 3 MPa \quad (85)$$

Ohyb:
$$\sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{060}} = \frac{-5,76 \cdot 10^5}{11710} \doteq \pm 49,2 MPa \quad (86)$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_d + \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -5,2 - 3 - 49,2 \doteq -57,4 MPa \quad (87)$$

Podmínka pevnosti:

$$|\sigma_{celk}| < \sigma_{dov} \quad (88)$$

$$57,4 MPa < 235 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Prvek 12 / uzel 13

Vypočtené zatížení:

$$N = -3,65 \cdot 10^3 N$$

$$M_y = -1,598 \cdot 10^6 Nmm$$

$$M_z = -1,075 \cdot 10^6 Nmm$$

Tlak:
$$\sigma_d = \frac{N}{A} = \frac{-3,65 \cdot 10^3}{661} \doteq -5,5 MPa \quad (89)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{50 \times 70_y}} = \frac{-1,598 \cdot 10^6}{12590} \doteq \pm 126,5 \text{ MPa} \quad (90)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{50 \times 70_z}} = \frac{-1,075 \cdot 10^6}{10450} \doteq \pm 102,4 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$\sigma_{celk} = \sigma_d + \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -5,5 - 126,5 - 102,4 \doteq -234 \text{ MPa} \quad (92)$$

Podmínka pevnosti:

$$\begin{aligned} |\sigma_{celk}| &< \sigma_{dov} \\ 234 \text{ MPa} &< 235 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (93)$$

Prvek 19 / uzel 7

Vypočtené zatížení:

$$N = 7,2 \cdot 10^1 \text{ N} \Rightarrow \text{zanedbáváme}$$

$$M_y = -2,6 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$M_z = -1,78 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oy} = \frac{M_y}{W_{050}} = \frac{-2,6 \cdot 10^3}{7790} \doteq \pm 0,3 \text{ MPa} \quad (94)$$

$$\text{Ohyb:} \quad \sigma_{oz} = \frac{M_z}{W_{050}} = \frac{-1,78 \cdot 10^5}{7790} \doteq \pm 22,8 \text{ MPa} \quad (95)$$

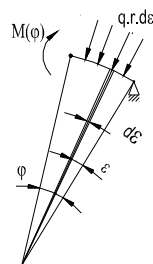
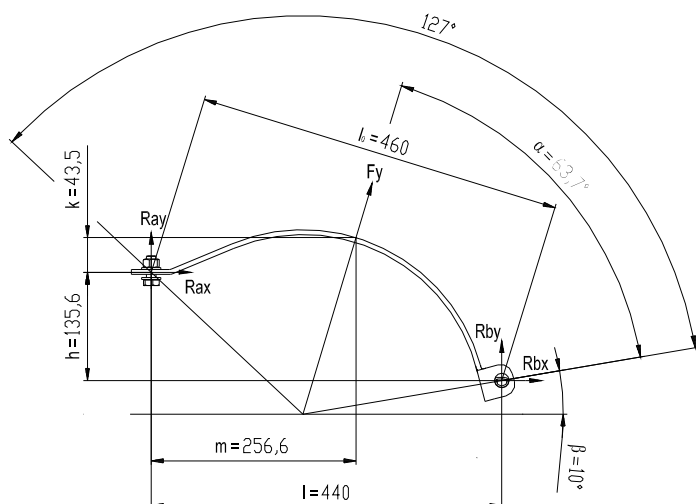
$$\sigma_{celk} = \sigma_{oy} + \sigma_{oz} = -0,3 - 22,8 \doteq 23 \text{ MPa} \quad (96)$$

Podmínka pevnosti:

$$\begin{aligned} |\sigma_{celk}| &< \sigma_{dov} \\ 23 \text{ MPa} &< 235 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (97)$$

7.5 Výpočet pásku a šroubového spoje

Výpočet předpokládá, že síla F_y je v těžišti tlaku a tlak je rovnoměrně rozdělen. Pásek je brán jako tenký křivý prut. Uložen je v kloubových podporách. Síla F_y vyvíjí na pásek tlak.



Obr. 34 Schéma zatížení (vytvořeno autorem)

Řešení:

Rovnice je 1x staticky neurčitá. $3r.r \approx 4reakce \Rightarrow i = -1$

Rovnice rovnováhy:

$$\rightarrow R_{ax} + R_{bx} + q \cdot l \cdot \cos \alpha = 0 \quad (98)$$

$$\uparrow R_{ay} + R_{by} + q \cdot l \cdot \sin \alpha = 0 \quad (99)$$

$$\triangleleft A - R_{bx} \cdot h + R_{by} \cdot l_0 + q \cdot l \cdot \sin \alpha \cdot m - q \cdot l \cdot \cos \alpha \cdot k = 0 \quad (100)$$

Věta o minimu deformační práce:

$$\frac{\partial U}{\partial R_{bx}} = 0 \quad (101)$$

$$U = \int_{10}^{137} \frac{M^2(\varphi)}{2 \cdot E \cdot I_y} \cdot r \cdot d\varphi \quad (102)$$

$$M(\varphi) = R_{bx} \cdot r \cdot [\sin(\varphi + \beta) - \sin \beta] + R_{by} \cdot r \cdot [\cos \beta - \cos(\varphi + \beta)] + \int_0^\varphi q \cdot r^2 \cdot \sin(\varphi - \varepsilon) d\varepsilon \quad (103)$$

$$\int_0^\varphi q \cdot r^2 \cdot \sin(\varphi - \varepsilon) d\varepsilon = q \cdot r^2 (\sin^2 \varphi + \cos^2 \varphi - \cos \varphi) = q \cdot r^2 (1 - \cos \varphi) \quad (104)$$

$$M(\varphi) = R_{bx} \cdot r \cdot [\sin(\varphi + \beta) - \sin \beta] + R_{by} \cdot r \cdot [\cos \beta - \cos(\varphi + \beta)] + q \cdot r^2 \cdot (1 - \cos \varphi) \quad (105)$$

Dosazením do integrálu získáme:

$$\begin{aligned}
 U &= \int_{10}^{137} \frac{M^2(\varphi)}{2 \cdot E \cdot I_y} \cdot r \cdot d\varphi = \\
 &= \frac{r}{E \cdot I_y} \int_{10}^{137} (R_{bx} \cdot r \cdot (\sin(\varphi + \beta) - \sin \beta) + R_{by} \cdot r \cdot (\cos \beta - \cos(\varphi + \beta)) + q \cdot r^2 \cdot (1 - \cos \varphi)) \cdot \\
 &\quad \cdot (r \cdot \sin(\beta + \varphi) - r \cdot \sin \beta) - \frac{h}{l_0} \cdot r \cdot (\cos \beta - \cos(\beta + \varphi)) d\varphi
 \end{aligned} \quad (106)$$

Tento integrál necháme spočítat pomocí softwaru (MAPLE) a výsledkem jsou reakce

$$R_{ax}, R_{ay}, R_{bx}, R_{by} :$$

$$R_{ax} = -1773,17 N$$

$$R_{ay} = -2607,23 N$$

$$R_{bx} = 11,04 N$$

$$R_{by} = -3238,06 N$$

Výpočet maximálního napětí v pásku provedeme tak, že položíme parciální derivaci momentu $M(\varphi)$ rovno nule.

$$\frac{\partial M(\varphi)}{\partial \varphi} = 0 \quad (107)$$

$$\frac{\partial M(\varphi)}{\partial \varphi} = R_{bx} \cdot r \cdot (\sin(\beta + \varphi) - \sin \beta) + R_{by} \cdot r \cdot (\cos \beta - \cos(\beta + \varphi)) + q \cdot r^2 \cdot (1 - \cos \varphi) = 0 \quad (108)$$

Derivace dle φ :

$$-7,282 \cdot 10^5 \cdot \sin(0,175 + \varphi) + 1383,975 \cdot \cos(0,175 + \varphi) + 6,719 \cdot 10^5 \cdot \sin \varphi = 0 \quad (109)$$

Z této rovnice vyplývá $\Rightarrow \varphi = -1,22 rad$

Maximální moment:

$$M_{\max} = M(\varphi) \quad (110)$$

$$M_{\max} = -7,282 \cdot 10^5 \cdot \sin(0,175 - 1,22) + 1383,975 \cdot \cos(0,175 - 1,22) + 6,719 \cdot 10^5 \cdot \sin 1,22$$

$$M_{\max} = 33983,9 Nmm \quad (111)$$

$$W_o = \frac{t^3 \cdot b}{6} = \frac{6^2 \cdot 50}{6} = 300 mm^3 \quad (112)$$

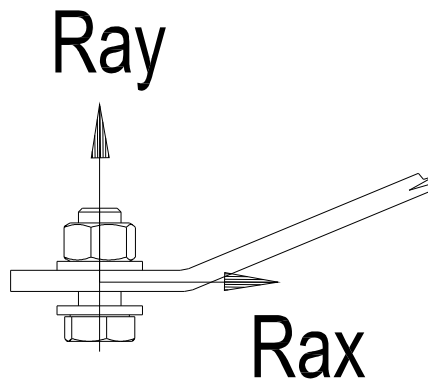
$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{33983,9}{300} \doteq 113,3 Mpa \quad (113)$$

Podmínka pevnosti:

$$\sigma_o < \sigma_{dov}$$

$$113,3MPa < 235MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (114)$$

7.6 Výpočet šroubového spoje v místě A



Obr. 35 Schéma pro výpočet [vytvořeno autorem]

Spoj je zajištěn šroubem M12, výpočtový průřez je $A_s = 84,3mm^2$ [19]

Pevnostní třída 8.8 – jmenovitá hodnota meze kluzu $f_{ub} = 640MPa$

Kontrola na tah:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_s} = \frac{R_{ay}}{A_s} = \frac{2607,2}{84,3} = 31,4MPa \quad (115)$$

$$\sigma_{dt} = \frac{f_{ub}}{2} = \frac{640}{2} = 320MPa \quad (116)$$

$$\sigma_t < \sigma_{dt}$$

$$31,4MPa < 320MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (117)$$

Kontrola na smyk:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{R_{ax}}{A_s} = \frac{1773,17}{84,3} = 21MPa \quad (118)$$

$$\tau_{ds} = 0,6 \cdot \sigma_{dt} = 0,6 \cdot 320 = 192MPa \quad (119)$$

$$\tau_s < \tau_{ds}$$

$$21MPa < 192MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (120)$$

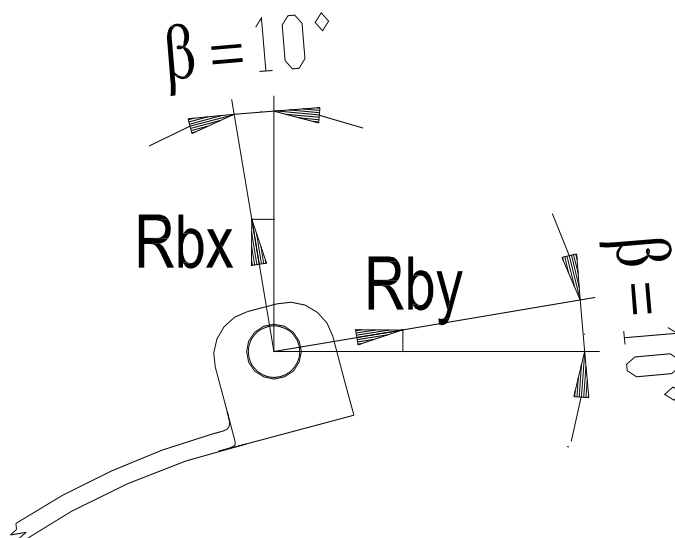
Srovnávací napětí:

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_s^2} = \sqrt{31,4^2 + 3 \cdot 21^2} = 48MPa \quad (121)$$

$$\sigma_r < \sigma_{ds}$$

$$48MPa < 192MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (122)$$

7.7 Výpočet šroubového spoje v místě B:



Obr. 36 Schéma pro výpočet [vytvořeno autorem]

Spoj je zajištěn šroubem M12, výpočtový průřez je $A_s = 84,3mm^2$ [19]

Pevnostní třída 8.8 – jmenovitá hodnota meze kluzu $f_{ub} = 640MPa$

Kontrola na tah:

$$\sigma_t = \frac{F}{A} = \frac{R_{by}}{A} = \frac{3238.1}{84,3} = 38,4MPa \quad (123)$$

$$\sigma_{dt} = \frac{f_{ub}}{2} = \frac{640}{2} = 320MPa \quad (124)$$

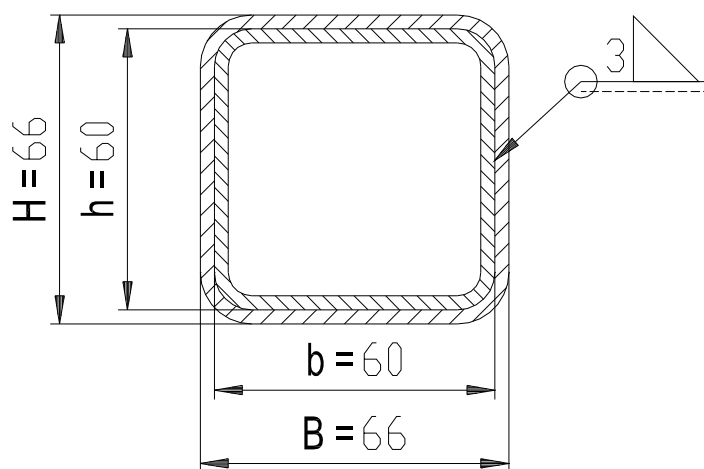
Kontrola na smyk:

Tuto kontrolu zanedbáme z důvodu velmi nízké zatěžující síly.

$$\sigma_t < \sigma_{dt}$$

$$38,4MPa < 320MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (125)$$

7.8 Kontrola svarového spoje



Obr. 37 Schéma svaru [vytvořeno autorem]

Kontrola svaru je na prvku 12, uzel 13

$$W_k = 18,79 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$M_k = 6,42 \cdot 10^3 \text{ Nmm}$$

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{6,42 \cdot 10^3}{18,79 \cdot 10^3} = 0,34 \text{ MPa} - \text{v dalším výpočtu zanedbám} \quad (126)$$

7.8.1 vlastnosti svaru

Kontrola svaru 2/13

$$M_y = 1,15 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_z = 1,16 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$$

$$T_y = -1,16 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$T_z = 1,15 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$J = J_y = J_z = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} = \frac{66 \cdot 66^3 - 60 \cdot 60^3}{12} = 50,12 \cdot 10^4 \text{ mm}^4 \quad (127)$$

$$W_{oy} = W_{oz} = \frac{J}{e} = \frac{50,12 \cdot 10^4}{33} = 15,2 \cdot 10^3 \text{ mm}^3 \quad (128)$$

Namáhání svaru od ohybu:

$$\tau_y = \frac{M_{oy}}{W_{oy}} = \frac{1,15 \cdot 10^5}{15,2 \cdot 10^3} = 7,6 MPa \quad (129)$$

$$\tau_z = \frac{M_{oz}}{W_{oz}} = \frac{1,16 \cdot 10^5}{15,2 \cdot 10^3} = 9,3 MPa \quad (130)$$

$$\tau_c = \tau_y + \tau_z = 7,6 + 9,3 \doteq 16,9 MPa \quad (131)$$

$$\begin{aligned} \tau_c &< \tau_{dt} \\ 16,9 MPa &< 235 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (132)$$

Smyk svaru:

$$\tau_{y \parallel} = \frac{T_y}{A_y} = \frac{1,16 \cdot 10^3}{2 \cdot 60 \cdot 3} = 3,2 MPa \quad (133)$$

$$\tau_{z \parallel} = \frac{T_z}{A_z} = \frac{1,15 \cdot 10^3}{2 \cdot 60 \cdot 3} \doteq 3,2 MPa \quad (134)$$

$$\tau_{c \parallel} = \tau_{y \parallel} + \tau_{z \parallel} = 3,2 + 3,2 = 6,4 MPa \quad (135)$$

$$\sigma_{dt} = \frac{235}{1,5} = 160 MPa \quad (136)$$

$$\tau_{ds} = \sigma_{dt} \cdot 0,7 = 160 \cdot 0,7 = 96 MPa \quad (137)$$

$$\begin{aligned} \tau_{c \parallel} &< \tau_{ds \parallel} \\ 6,4 MPa &< 96 MPa \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \quad (138)$$

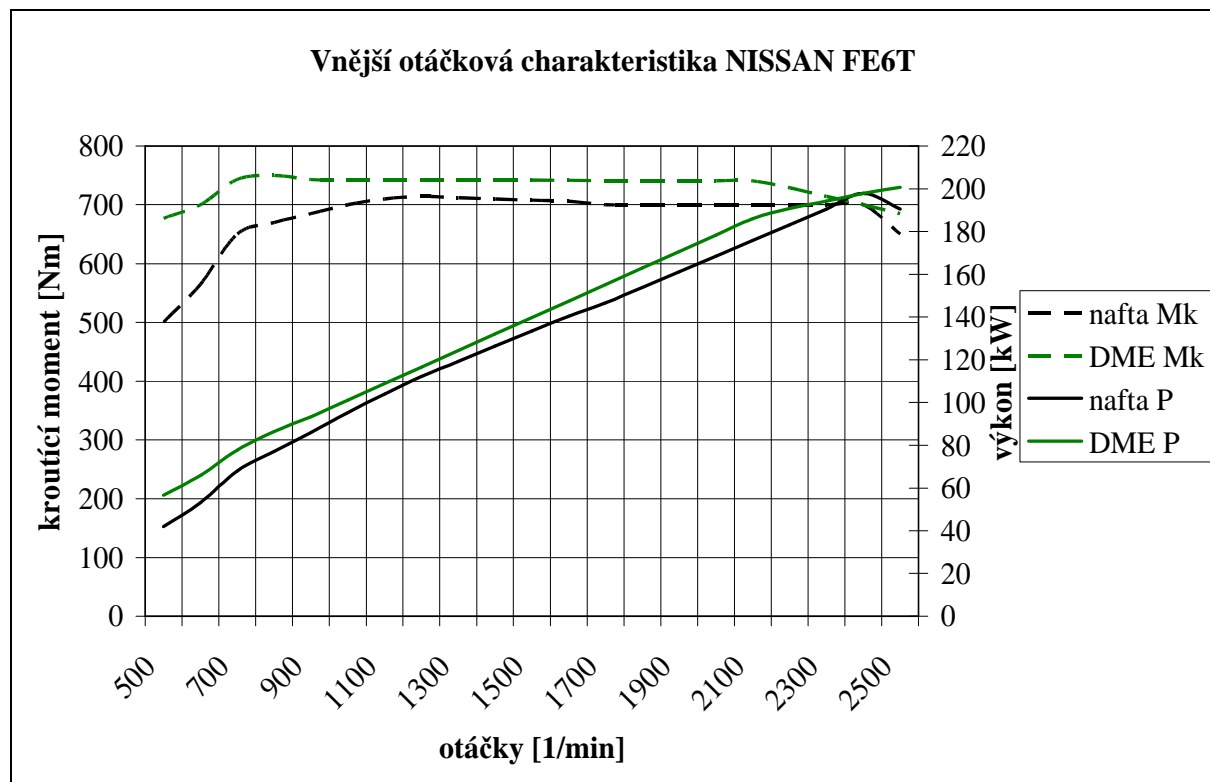
8 Očekávané provozní parametry

Vzhledem k teoretickému pojetí této práce je nutné vycházet ze všeobecných znalostí. Pokud budu vycházet z vnější otáčkové charakteristiky změřené na motoru NISSAN grafu 2, pak by výsledná vnější otáčková charakteristika na palivo DME u motoru TEDOM mohla vycházet přibližně podle grafu 3. Výkonové parametry se v dnešní době dají velmi dobře nastavovat pomocí elektronické regulace. Vodítkem pro přesnější vnější otáčkovou charakteristiku může být například fakt, že při spalování DME nedochází téměř k žádnému vývinu pevných částic. U vznětových agregátů spalujících naftu se využívá funkce v řídicí jednotce, která v závislosti na nasátém vzduchu a otáčkách motoru dovoluje vstříknout pouze takové množství nafty, které je uloženo v datovém poli. Příklad takového pole je na obr. 38.

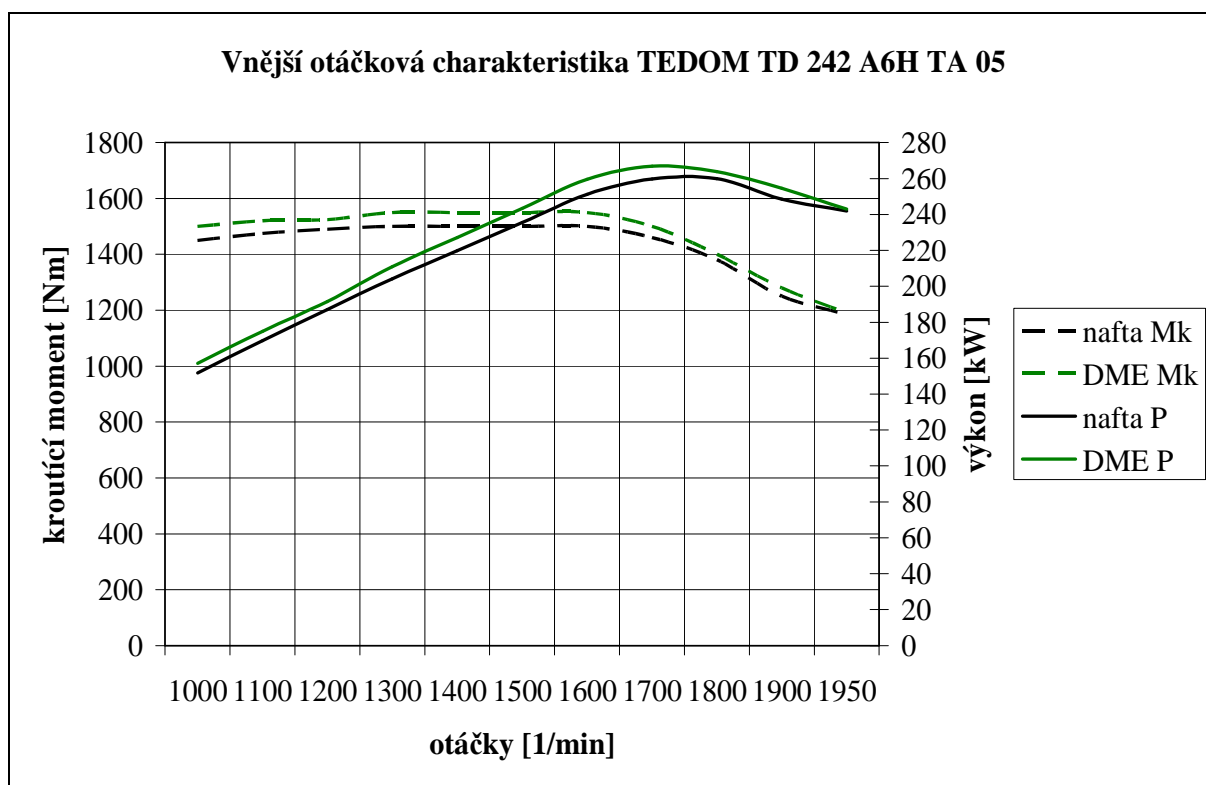


Obr. 38 Datové pole omezující vývin pevných částic [18]

Při použití DME jako paliva tato funkce pozbývá využití. Množství paliva je tedy regulováno podle potřeby řidiče, popřípadě zachování emisních limitů nebo teploty spalin před turbodmychadlem. Přidanou funkcí do řídicí jednotky bude řízení palivového systému při startu, během provozu a po zastavení motoru.

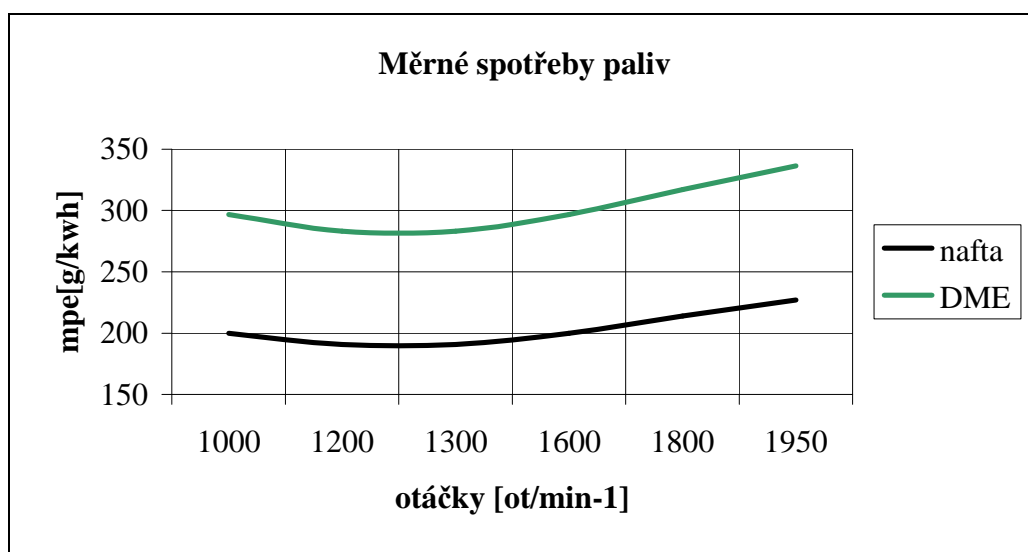


Graf 2 Vnější otáčková charakteristika NISSAN DIESEL PW25A [7]



Graf 3 Vnější otáčková charakteristika TEDOM TD 242 A6H TA 05

Měrná spotřeba upraveného motoru vzroste. Důvodem je nižší výhřevné teplo paliva. Měrné spotřeby motoru TEDOM jsou uvedeny na grafu 4. Přepočet byl proveden přes výhřevnosti paliv neboť předpokládáme téměř stejnou účinnost motoru.



Graf 4 Měrné spotřeby paliv pro motor TEDOM

Vstřikovací trysky budou muset být nahrazeny tryskami s většími otvory. Současné vstřikovací trysky jsou sedmiotvorové s průměrem otvoru 0,2 mm. Vstřikovací trysky pro DME budou mít průměr vstřikovacího otvoru dle zjednodušeného výpočtu 0,32 mm.

Znamé parametry:

Úhel vstřikování	$\alpha = 25^\circ$
Průtokový součinitel	$\mu_t = 0,8$
Jmenovité otáčky	$n = 1950 \text{ min}^{-1}$
Efektivní výkon	$P_{ej} = 242 \text{ kW}$
Měrná spotřeba paliva	$m_{pe} = 227 \text{ g} \cdot \text{kWh}^{-1}$
Počet válců	$i = 6$
Konstanta pro 4T motor	$k = 2$
Hustota paliva (DME)	$\rho_{DME} = 665 \text{ kg} / \text{m}^3$

Velikost dávky paliva [g / cykl]

$$M_1 = \frac{P_{ej} \cdot m_{pe} \cdot k}{60 \cdot n \cdot i} = \frac{242 \cdot 227 \cdot 2}{60 \cdot 1950 \cdot 6} = 0,157 \text{ g} / \text{zdvih} \quad (139)$$

Velikost dávky objemově [$\text{mm}^3 / \text{cykl}$]

$$V_1 = \frac{M_1}{\rho_p} \cdot 10^3 = \frac{0,157}{665} \cdot 10^3 = 235,3 \text{ mm}^3 \quad (140)$$

Doba vstřikování [s]

$$\tau = \frac{\alpha}{360 \cdot \frac{n}{60}} = \frac{25}{360 \cdot \frac{1950}{60}} = 2,1 \cdot 10^{-3} \text{ s} \quad (141)$$

Výtoková rychlost paliva z trysky [m / s]

$$v = \sqrt{\frac{2}{\rho_{DME}} \cdot p_{vstřst} \cdot 10^6} = \sqrt{\frac{2}{665} \cdot 19,8 \cdot 10^6} = 244 \text{ m} / \text{s} \quad (142)$$

Průřez výstřikových otvorů [mm^2]

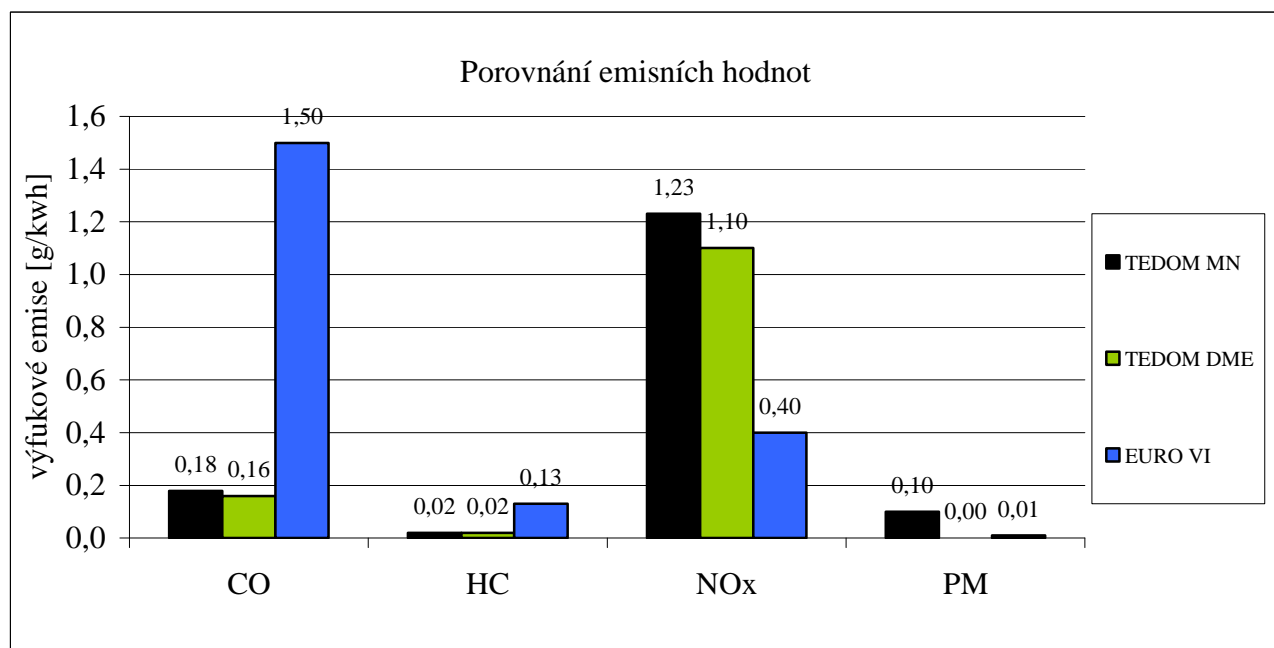
$$S_t = \frac{V_1}{\tau \cdot v \cdot \mu_t \cdot 10^3} = \frac{235,3}{2,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8 \cdot 10^3} = 0,564 \text{ mm}^2 \quad (143)$$

Průměr vstřikovacího otvoru [mm^2]

$$d_{vstřst} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_t}{\pi \cdot z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,564}{\pi \cdot 7}} \doteq 0,32mm \quad (144)$$

8.1 Emisní parametry

Pokud porovnáme emisní parametry motoru v autobusu VOLVO B10BLE používajícího jako palivo DME dojdeme k výsledku, že již v roce 2001 splňoval emisní nařízení pro rok 2005, EURO IV. Upravovaný motor TEDOM TD 242 A6H TA 05 splňuje emisní normu EURO V za použití oxidačního a SCR katalyzátoru. Pokud použijeme porovnání známých emisí u motorů provozovaných na DME a naftu. Dospějeme k závěrečným emisním parametrům uvedených v grafu 5. Z tohoto grafu tedy vyplývá, že motor je schopen splňovat emisní normu EURO VI, pokud dojde k dodatečnému vyřešení zvýšených emisí NO_x. Řešení se nachází buď v optimalizaci spalovacího prostoru, pístu, použití chlazené recirkulace nebo zvýšený podíl AdBlue ve výfukových plynech. Co se týče částic, lze předpokládat, že celkový počet emitovaných částic bude nižší v porovnání s naftou, ale nelze kvalifikovaně odhadnout zda celkový počet nepřesáhne limit normy EURO VI.



Graf 5 Emisní hodnoty TEDOM TD 242 A6H TA 05 [23]

9 ZÁVĚR

Tato práce měla uvést vlastnosti dimetyléteru jako motorového paliva. Vzhledem ke svému vysokému cetanovému číslu se nejlépe hodí pro vznětové motory. Motory spalující toto palivo mají velmi nízké emise díky jednoduchosti sloučeniny a vysokému obsahu kyslíku. Zároveň se jedná o palivo, které neobsahuje síru, takže není nutné měřit emise sirných sloučenin. Po výkonové stránce nejsou horší než původní motory. Jistými nevýhodami jsou vysoká stlačitelnost jak v plynném tak kapalném stavu. Další nevýhodou je, že se nejedná o kapalně palivo za normálních podmínek, i když již při cca 5 barech přechází do kapalného stavu. Jeho výhřevnost, která je přibližně o 30 % nižší v porovnání s naftou, nízká viskozita a mazací schopnost nejde též zařadit mezi přednosti. Tato skutečnost musí být brána v úvahu a je třeba do paliva přidávat mazivostní přísadu nebo přizpůsobit vstřikovací soustavu (povrch. úprava, atd.).

I přes tyto překážky se toto palivo těší oblibě, zejména u Skandinávského výrobce VOLVO, který se tímto palivem zabývá již od roku 1995 a s výzkumem pokračuje i v současnosti. Výsledkem jeho snažení je provoz několika vozidel ve veřejném i soukromém sektoru.

Dalším cílem této práce bylo na teoretické rovině provést přestavbu vznětového autobusového motoru na jednotku spalující dimetyléter. Jako motor byl použit současně používaný vznětový agregát TEDOM, který konstrukčně vychází z široce rozšířeného motoru LIAZ. Zástavbovým vozidlem je autobus jezdící na zemní plyn. Tímto krokem bylo pevně stanoveno umístění tlakových nádrží na vozidle. Vzhledem k jinému tvaru nádrží bude nejspíše nutné mírně přepracovat původní kryt nádrží. Dále by bylo zajímavé zkusit nahradit ocelové nádrže nádržemi z kompozitního materiálu jako je tomu u nádrží na zemní plyn. Je však potřeba ověřit kompatibilitu s palivem. Ty v současné době nebyly v nabídce a tak se použilo zavedených nádrží z oceli. Záměnou materiálu lahví by došlo k důležitému snížení hmotnosti.

Co se týče motoru, došlo zde k výrazné změně u vysokotlaké části palivového systému, kde bylo nahrazeno řadové čerpadlo BOSCH Common Railovým čerpadlem Heinzmann. Vnitřní úpravy motoru jako například tvar spalovacího prostoru v pístu nebyly provedeny, neboť se jedná o velmi složitou problematiku a její řešení vyžaduje mnoho času a zkušeností. Palivová soustava je oproti soustavě používané u CNG pohonu odlišná. Důvodem je potřeba dopravovat dimetyléter k vysokotlakému čerpadlu v kapalném stavu, což znamená

vřazení dopravního čerpadla do systému. Dalším významným rozdílem je vložení chladiče paliva, neboť palivo se ve vysokotlaké části výrazně zahřívá. Zároveň je potřeba po odstavení motoru provést odstranění zbytkového paliva z palivové soustavy. Tyto prvky, které zvyšují složitost nejsou u CNG pohonu, avšak motor spalující dimetyléter má vnitřní tvorbu směsi, takže odpadá škrťací klapka a s ní i snížení celkové účinnosti motoru, která je již nižší z důvodu snížení kompresního poměru nutného pro chod motoru spalujícího zemní plyn.

V příloze této práce je výkresová dokumentace, která poskytuje bližší pohled na konstrukci rámu tlakových lahví. Zároveň vyjadřuje určitou schopnost autora vytvořit reálné řešení.

Očekávané provozní parametry by měly být podle uveřejněných výsledků dobré. Pokles výkonu by neměl nastat a motor by měl splňovat přísné emisní limity EURO VI díky použitému palivu a katalyzátorovému systému (oxidační a SCR katalyzátor) ve výfukovém potrubí.

Použití samotného dimetyléteru jako paliva v České republice je značně omezeno. Sít čerpacích stanic na toto palivo u nás zatím neexistuje. Jistou možností je rozšířit současnou síť čerpacích stanic o nabízená paliva. Zároveň autor nenalezl českého výrobce této organické sloučeniny. To znamená nákup paliva v zahraničí a s tím související problémy jako je doprava a výsledná cena paliva. Podle uveřejněných výsledků se jedná o slibné alternativní palivo do budoucna a zaslouží si pozornost.

Seznam použité literatury

1. The association for the study of peak oil and gas, newsletter No. 80 – august 2007
2. Bellis M.: The history of Aerosol Spray Cans;
3. Troy A. Semelsberger, Rodney L. Boru, Howard L. Greene, Dimethyl ether (DME) as an alternative fuel
4. Creazzo Joe: U.S. Dimethylether Markets, Manufacture, Storage and Transfer, Dupot Technical Service, Januar 2005
5. Laurin, J.: Motorové palivo dimetyléter, Medzinárodné sympóziu Motorové paliva 2004, SSPCH Slovnaft Bratislava
6. Mestier de H., Washimi K.: Development of dimethylether (DME) synthesis from natural gas as an alternative fuel in japan
7. Arcoumanis C., Bae Ch., Crookes R., Kinoshita E.: The potential of di-methyl ether (DME) as an alternative fuel for compression-ignition engines: A review
8. Sato Y., Oikawa H., Tsuchia T.: Development of a DME (Dimethyl Ether) Fueled eavy-Duty Truck, International Symposia on alkohol Duele (ISAF XV), San Diego; September 2005
9. Motortechnische Zeitschrift (MTZ); Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH; 2010/08,
10. [www. top-gas.de](http://www.top-gas.de)
11. <http://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov> dimethyl ether - Compound Summary
12. Khokhotva O. „Optimal“ use of biomass for energy in Europe, The International Institute for Industrial Environmental Economics, Lund; October 2004
13. Dolan G.: Dimethyl Ether: An Emeging Methanol-Based Alternative Fuel, Delhi; March 2010
14. JARI/JICA, Japan, TBC/JR; 02-104
15. <http://biom.cz/cz/obrazek/well-to-wheels-a-well-to-pump-analyza>
16. Edwards R., Larivé J-F., Beziat J-C.: Well-to-Wheels Analysis of Future Automotive Duele and Powertrains in the European Kontext; WELL-to-WHEELS Report Version 3c; July 2011
17. Landälv H.: Heavy Duty DME vehicles, Volvo powertrain Corporation SYNBIOS Stockholm 05-05-18—19

18. Hansen J.B., Mikkelsen S.-E.: DME as a Transportation Fuel, The Danish Road Safety & Transport Agency, The Danish Environmental Protection Agency, Lyngby; July 2001
19. Chapman M. E., Bhide S., Stefanik J., Glunt H. Boehman L. A., Homan A.: Dimethyl Ether (DME) – Fueled Shuttle Bus Demonstration Project, april 2003
20. Anders Röy, Fuelling Future Vehicles – Challenges and Opportunities, ICAT'10 Conference, Istanbul; November 2010
21. Selbststudierenprogramm ,(446;s 8-9) VOLKSWAGEN AG, Wolfsburg
22. <http://jcwinnie.biz/wordpress/?p=2461>
23. Selbststudierenprogramm ,(153;s 26) VOLKSWAGEN AG, Wolfsburg
24. www.honeywell.com
25. Navrhování ocelových konstrukcí, ČSN 731401, český normalizační institut, 1998
26. Kittelson D., Watts V., Bennett D., Taff S., Chan C. Performance and Emissions of a Second Generation Biofuel – DME, St. Paul River Centre; 2010

Poznámka:

Označování výkresů - KVM -DP – 640 - XXXX

640 – číslo diplomové práce

XXXX - číslo výkresu (první číslice značí číslo sestavy, poslední dvojčíslí pak číslo výkresu)

Jmenovitý seznam výkresů:**Díly:**

KVM-DP-640-001	PATKA
KVM-DP-640-002	SLOUPEK
KVM-DP-640-003	PŘÍČNÍK SPODNÍ
KVM-DP-640-004	STOJINA
KVM-DP-640-005	JIŠTĚNÍ PŘÍČNÉ
KVM-DP-640-006	PŘÍČNÍK HORNÍ
KVM-DP-640-007	JIŠTĚNÍ PODÉLNÉ
KVM-DP-640-008	PODÉLNÍK SPODNÍ
KVM-DP-640-009	ULOŽENÍ NÁDRŽE
KVM-DP-640-0010	PŘÍRUBA JIŠTĚNÍ
KVM-DP-640-0011	PODÉLNÍK JIŠTĚNÍ
KVM-DP-640-0012	PÁSEK
KVM-DP-640-0013	ČEP PÁSKU
KVM-DP-640-0014	TŘMEN

Sestavy:

KVM-DP-640-100	RÁM SVAŘENEC
KVM-DP-640-200	RÁM – MONTÁŽNÍ SESTAVA
KVM-DP-640-300	PÁSEK – MONTÁŽNÍ SESTAVA
KVM-DP-640-400	JIŠTĚNÍ – MONTÁŽNÍ SESTAVA
KVM-DP-640-500	VÝZTUHA - SESTAVA

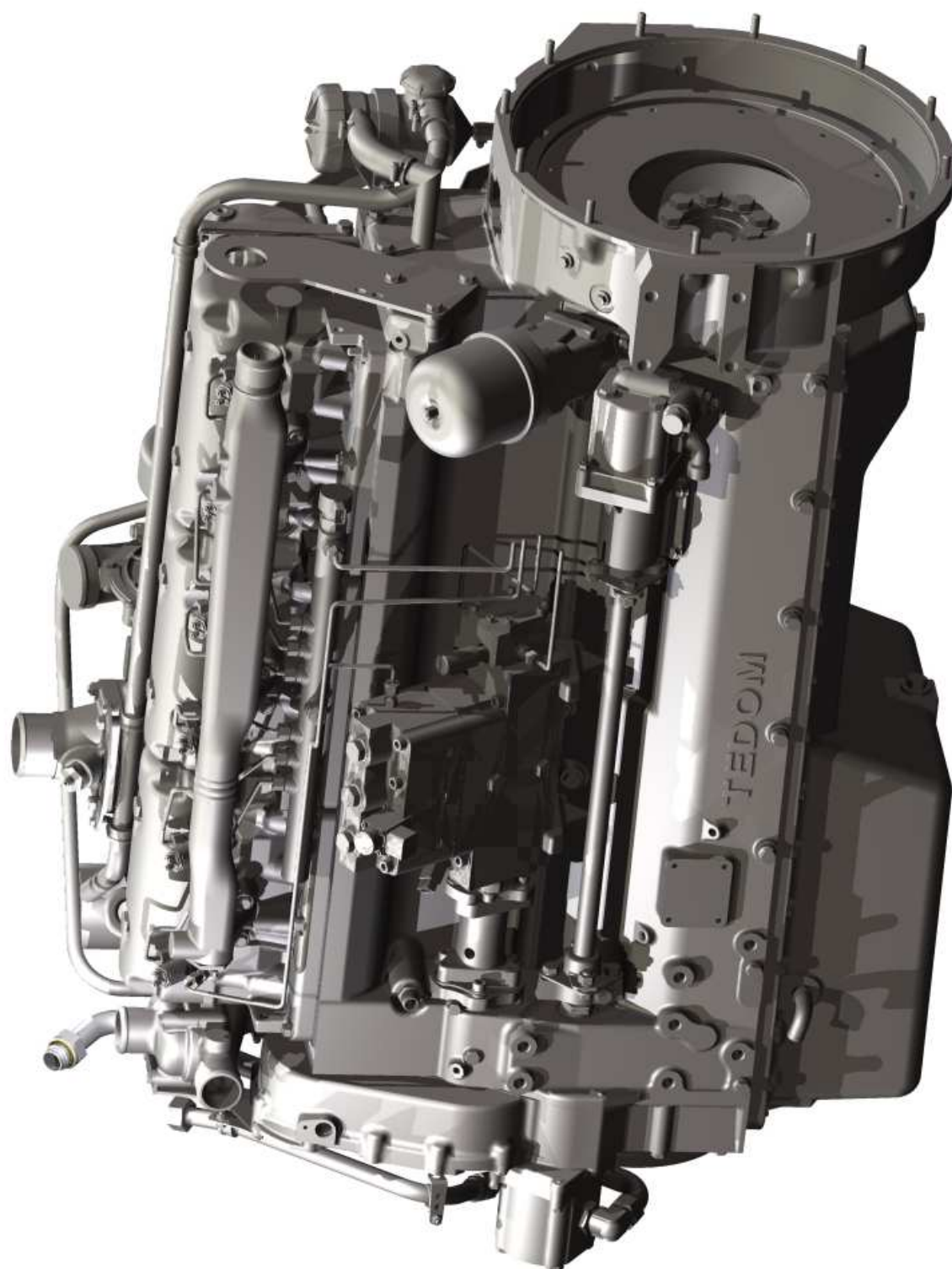
Přílohy:

- Příloha 1. Celkový pohled na motor
Příloha 1.1 pohled na motor ze strany vysokotlakého čerpadla
Příloha 1.2 Pohled na motor ze strany výfukového potrubí
Příloha 2. Celkový pohled na vozidlo
Příloha 3. Schema čerpadla WELDON D2015-A

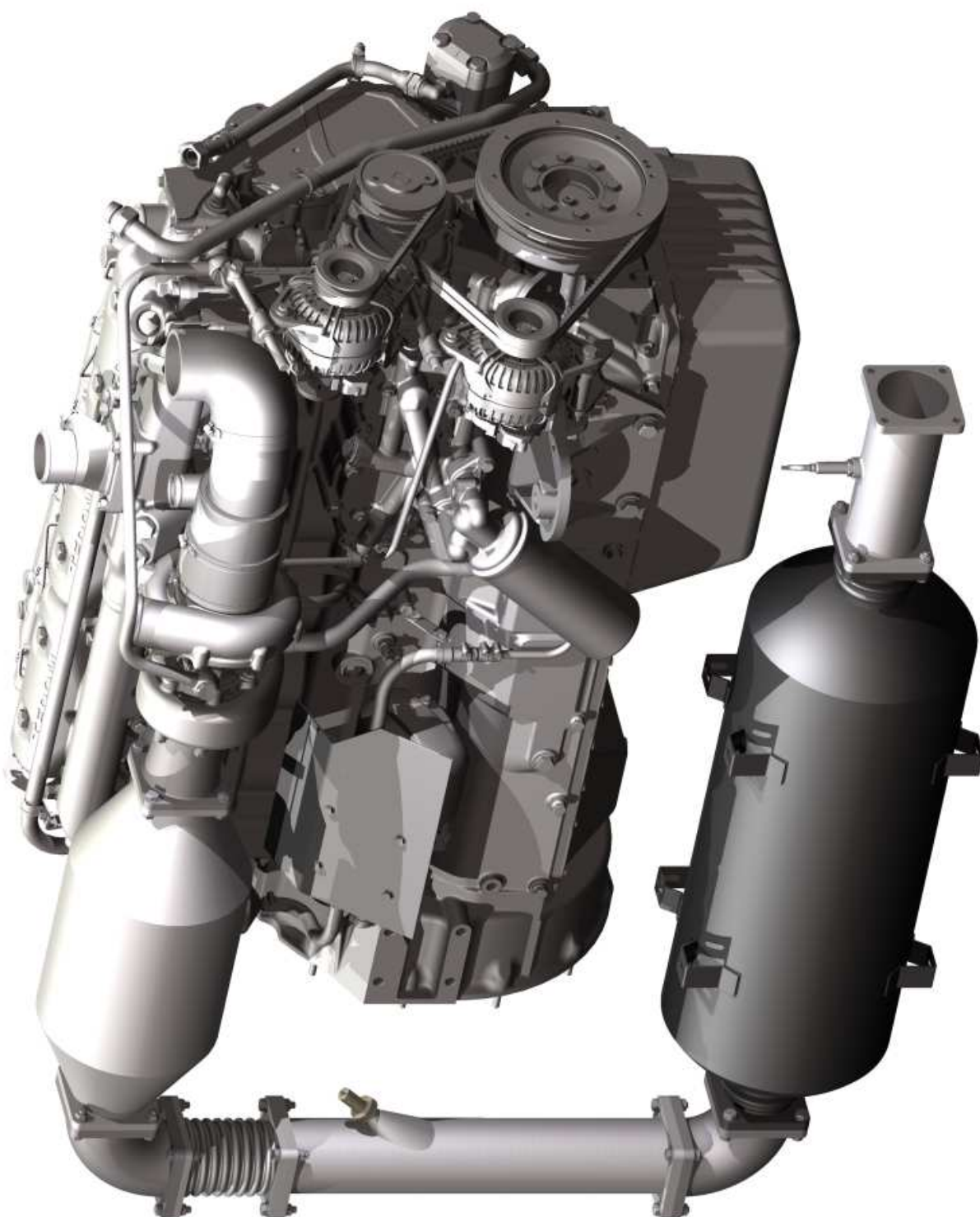
Obsah přiloženého CD:

- | | | |
|----------|------------------------|---------------|
| Složka- | obrázky | (.jpeg, .png) |
| Složka- | výkresy | (.dwg) |
| Soubor - | KVM-DP-640(.doc, .dpf) | |

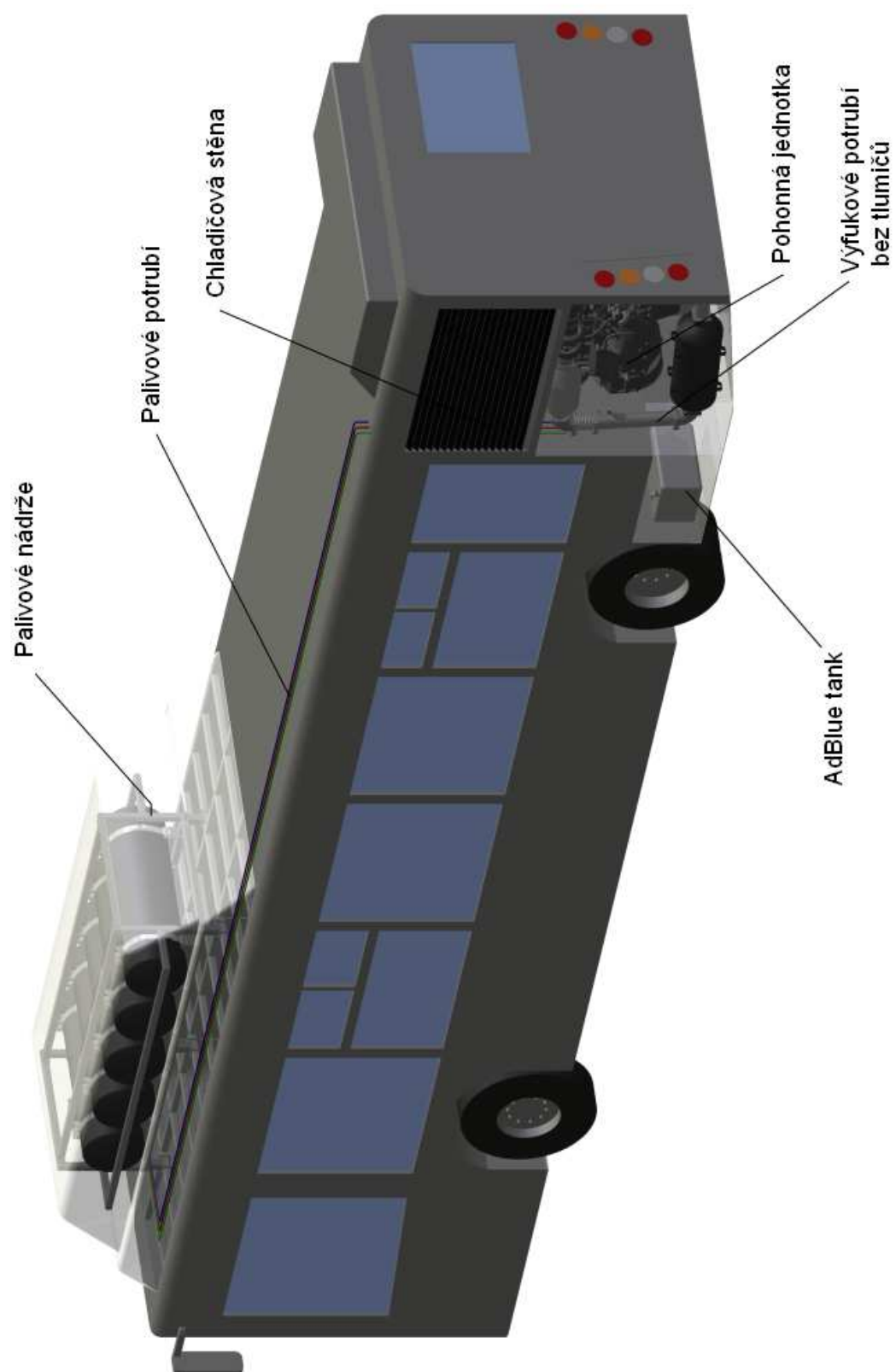
Příloha 1.1 Pohled ze strany vysokotlakého čerpadla



Příloha 1.2 Pohled na motor ze strany výfuku



Příloha 2 Celkový pohled na autobus



D2015-A

